
BACHELORARBEIT

Herr
Jens Teuchert

**Konstruktion einer
universellen Demontage- und
Montagevorrichtung für
Spannsysteme von
Frässpindeln.**

Mittweida, 2011

BACHELORARBEIT

Konstruktion einer universellen Demontage- und Montagevorrichtung für Spannsysteme von Frässpindeln.

Autor:

Herr

Jens Teuchert

Studiengang:

Maschinenbau

Seminargruppe:

MB07w2 B

Erstprüfer:

Herr Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Krämer

Zweitprüfer:

Herr Dipl.-Ing. Jochen Rödenbeck

Einreichung:

Mittweida, 02. Februar 2011

Verteidigung/Bewertung:

Mittweida, 2011

Bachelor THESIS

Design of an universal disassembling- and assembling device for clamping systems of milling spindles.

author:

Mr.

Jens Teuchert

course of studies:

Mechanical Engineering

seminar group:

MB07w2 B

first examiner:

Mr. Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Krämer

second examiner:

Mr. Dipl.-Ing. Jochen Rödenbeck

submission:

Mittweida, 02. February 2011

defence/ evaluation:

Mittweida, 2011

Bibliografische Beschreibung:

Teuchert, Jens:

Konstruktion einer universellen Demontage- und Montagevorrichtung für Spannsysteme von Frässpindeln. – 2011. - 104 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fakultät Maschinenbau, Bachelorarbeit 2011

Referat:

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung und Konstruktion einer Vorrichtung zur Demontage und Montage von Spannsystemen.

Es wurde eine Systematik entwickelt, die es möglich machen soll, durch den einfachen Austausch weniger Komponenten Spannsysteme unterschiedlicher Größen und Hersteller gleichermaßen zu versorgen.

Aufgabenstellung des Projektes

Thema:

Konstruktion einer universellen Demontage- und Montagevorrichtung für Spannsysteme von Frässpindeln

Die Aufgabenstellung besteht darin, eine Vorrichtung zur Demontage von defekten Spannsystemen zu konstruieren. Um die Reparaturzeit, den damit verbundenen Ausfall der Werkzeugmaschine sowie die Reparaturkosten zu minimieren, soll die Wartung fehlerhafter Spannsysteme in Zukunft im Unternehmen erfolgen.

Diese entwickelte Vorrichtung soll den nun folgenden Anforderungen gerecht werden:

- Anwendbarkeit auf die im Unternehmen montierten und gewarteten Spannsysteme
- Vorhandensein eines Adaptersystems zur Gewährleistung der universellen Anwendbarkeit
- Anwendung einer handbetriebenen Hydraulikantriebes
- optimale Handhabbarkeit im praktischen Einsatz
- Ausreichende Sicherheit des Systems

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die nachfolgende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe.

Insbesondere versichere ich, dass ich alle wörtlichen und alle sinngemäßen Übernahmen aus anderen Werken als solche kenntlich gemacht habe.

Ostrau, den 31.01.2011

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich bei der Anfertigung dieses Projektes unterstützt haben.

Insbesondere gilt der Dank an Herrn Professor Dr.-Ing. Hans-Joachim Krämer für die persönliche Betreuung seitens der Fakultät Maschinenbau.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Jochen Rödenbeck für die fachliche Unterstützung des Projektes bedanken.

Dank auch gilt an das Ingenieurbüro Rödenbeck & Heinze und die Firma SPL in Ebersbach für die unkomplizierte Beantwortung komplizierter Fragen.

Zuletzt gilt der Dank an meine Familie für die Unterstützung in einer Zeit voller Entbehrungen.

Inhaltsverzeichnis

1.	Spannsysteme	1
1.1	Spannsysteme in der automatisierten Fertigung	1
1.1.1	Werkzeug-Aufnahme und Werkzeug	2
1.1.2	Arten vom Werkzeug-Aufnahmen	2
1.2	Aufbau von Spannsystemen für Frässpindeln	2
1.3	Beschreibung der Funktionsweise eines Spannsystems	3
1.4	Der Ausfall eines Spannsystems: Ursachen, Wirkung und Folgen	4
1.5	Probleme und Gefahren bei der Montage von Spannsystemen	4
1.6	Hersteller von Spannsystemen	5
1.7	Spannsysteme der Firma Ott-Jakob	5
2	Hydraulische Montagevorrichtung	8
2.1	Aufbau und Funktionsweise	9
2.2.	Fertigungsteile	11
2.2.1	Arbeitstisch	11
2.2.2	Flansch	13
2.2.3	Joch	14
2.2.4	Montageblech I, II	15
2.2.5	Distanzring	16
2.2.6	Druckstück-System	17
2.2.7	Zugstangenkopf-Aufnahme-System	19
2.2.8	Distanzhülsen-System	21
2.3	Kaufteile	22
2.3.1	Gewindestange	22
2.3.2	Nivellierfuß	22
2.3.3	Spannhebel	23
2.3.4	Bügelgriff	23
2.4	Hydraulikantrieb	24
2.4.1	Hydraulikzylinder	24
2.4.2	Hydraulikpumpe	25
2.4.3	Manometer	25
2.4.4	Hydraulikschlauch	26
2.4.5	Abschließende Betrachtungen und Hinweise zum Hydraulikantrieb	26
3	Berechnungen und Nachweise	27
3.1	Nachweis der Abstreifsicherheit der Einschraubverbindung Flanschmutter – Gewindestange	27
3.2	Nachweis der Abstreifsicherheit der Einschraubverbindung Gewindestange – Flansch	30
3.3	Nachweis der Abstreifsicherheit der Einschraubverbindung Hydraulikzylinder – Flansch	34
3.4	Statischer Festigkeitsnachweis der Gewindestange – Zugbeanspruchung	37

3.5	Statischer Festigkeitsnachweis des Jochs – Biegebeanspruchung	38
3.5.1	Bestimmung der Auflagerreaktionen	39
3.5.2	Stetige Bereiche, Biegemomente, DGLen der Biegelinie	39
3.5.3	Aufstellen der Gleichung der Biegelinie	42
3.5.4	Berechnung der Durchbiegung, Biegespannungen und Sicherheit	43
3.6	Statischer Festigkeitsnachweis des Flansches – Biegung	45
3.6.1	Bestimmung der Auflagerreaktionen	46
3.6.2	Stetige Bereiche, Biegemomente, DGLen der Biegelinie	46
3.6.3	Aufstellen der Gleichung der Biegelinie	49
3.6.4	Berechnung der Durchbiegung, Biegespannungen und Sicherheit	50
3.7	Statische Festigkeitsnachweise an der Schraubverbindung Joch – Flanschmutter Überprüfung der zulässigen Flächenpressung	53
3.8	Statische Festigkeitsnachweise an der Verbindung Joch – Druckstück	55
3.8.1	Beanspruchung: Abscherung des Druckstückes	55
3.8.2	Beanspruchung: Flächenpressung am Druckstück	57
3.9	Statische Festigkeitsnachweise an der Verbindung Druckstück – Spannsystem	58
3.9.1	Beanspruchung: Abscherung des Druckstückes	59
3.9.2	Beanspruchung: Flächenpressung am Druckstück	60
3.10	Statische Festigkeitsnachweise an der Verbindung Kolbenstange – Zugstangenkopf-Aufnahme Beanspruchung: Flächenpressung an der Zugstangenkopf-Aufnahme	62
4	Ausblick	67
5	Anhang	68
5.1	Stückliste, Zeichnungen	69
5.2	Datenblätter, Ausführungen zum Nachweis der Abstreifsicherheit	84
6	Literatur- und Quellennachweis, Abbildungs- und Tabellenverzeichnis	103

1. Spannsysteme

1.1 Spannsysteme in der automatisierten Fertigung

Zur Erhöhung der Produktivität eines produzierenden Unternehmens gehört zweifelsohne die Optimierung der Auslastung seines Maschinenparks.

Die Verlängerung von Standzeiten bei gleichzeitiger Verkürzung der Ruhe- und Wartezeiten sind damit verbundene Qualitätsforderungen an den Hersteller von Bearbeitungszentren und Werkzeugmaschinen sowie dessen Zuliefererbetrieben.

Eng verbunden damit ist der Einsatz von belastbaren automatischen Spannsystemen, die besonders für die Fräsbearbeitung unverzichtbar geworden sind.

1.1 Die Aufgabe eines Spannsystems

Während der spanenden Bearbeitung treten enorme Kräfte auf, die zum einen aus der Rotation des Werkzeuges selbst und zum anderen aus der Wechselwirkung mit dem Werkstück resultieren.

Diese Kräfte sind neben ihrer Intensität durch ihre Wirkungsrichtung gekennzeichnet:

1. Kräfte in axialer Richtung
2. Kräfte in radialer Richtung
3. Kräfte in tangentialer Richtung

Die Aufgabe eines Spannsystems besteht darin, das Werkzeug fest mit der Hauptspindel der Werkzeugmaschine zu verbinden und damit das Drehmoment sicher zu übertragen. Die Schnittstelle, an der diese Aufgaben erfüllt werden sollen, wird als Werkzeug-Aufnahme bezeichnet und ist genormt.

1.1.1 Werkzeug-Aufnahme und Werkzeug

Grundsätzlich besitzen alle Werkzeug-Aufnahmen eine charakteristische Form, während das Werkzeug mit der passende Gegenkontur ausgestattet ist.

Diese sind in Bezug auf ihre Anwendung, hinsichtlich ihrer geometrischen Form, der Intensität der Bearbeitung und der Art und Weise des Werkzeugwechsels genormt.

1.1.2 Arten vom Werkzeug-Aufnahmen

Zu den genormten Werkzeugaufnahmen zählen:

- Werkzeugaufnahmen für Metrische Kegel (ME) und Morsekegel (MK) nach DIN 228-1

- Werkzeugaufnahmen für Steilkegelschaft (SK)-Werkzeuge nach DIN 69871-1

- Werkzeugaufnahmen (DIN 69063) für Kegel-Hohlschaft (HSK)-Werkzeuge nach DIN 69893

1.2 Aufbau von Spannsystemen für Frässpindeln

Als Spannsystem wird eine komplexe Baugruppe bezeichnet, die im Wesentlichen aus den folgenden Komponenten besteht:

- Zugstange mit Feder
- Spannkolben
- Druckfedersystem (Tellerfederpaket, Schraubentellerfedersäule, Schraubenfeder)
- Druckhülse
- Sicherungsring
- Spannkopf (HSK, SK)
- Löseeinheit
- Drehdurchführung
- Spannungszustandsabfrage

für Drehzahlen bis 10000 min⁻¹

Bauelemente und Baugruppen

Werkzeugspanner - Baugruppe III

1. Drehdurchführung für Kühlschmiermittel und Luft
2. Drehdurchführung für Hydraulik zum Lösen
3. Lösekolben
4. Druckbolzen
5. Spannkolben
6. Keilelemente
7. Druckhülse
8. Aufnahmehülse
9. Hubkontrollring
10. Tellerfederpaket
11. Zugstange

Zugstangenverlängerung - Baugruppe II

12. Zugstangenverlängerung
13. Rückschlagventil

Spannsatz - Baugruppe I

14. Konterschraube
15. Spannstück
16. Segmentspannzange
17. Steilkegelwerkzeug
18. Spindel

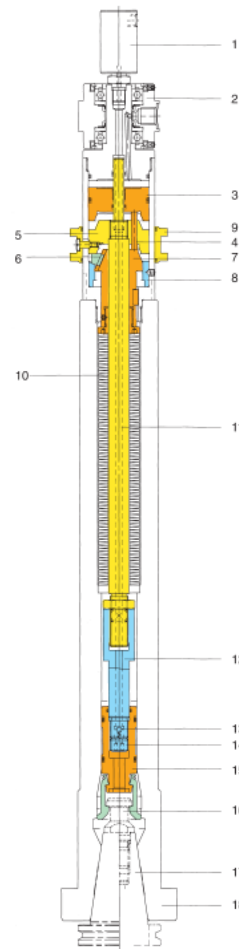


Abb. 1.2 Aufbau
eines
Spannsystems der
Firma Röhms^[2]

1.3 Beschreibung der Funktionsweise eines Spannsystems

Das Druckfedersystem ist vorgespannt auf der Zugstange montiert und besitzt daher potentielle Energie. Diese Energie wird über die Zugstange auf den Spannsatz übertragen. Bei Spannsystemen für HSK- Werkzeugaufnahmen wird die erforderliche Spannkraft/Einzugskraft (radiale Wirkung) mit Hilfe der Spannzangengeometrie aus der Federkraft (axiale Wirkung) übersetzt. Bei SK-Spannsystemen geschieht dies zumeist ohne Übersetzung. Manche Hersteller realisieren eine Übersetzung im Spannkolben. Hierdurch werden die notwendigen Federkräfte auf $\sim 1/3$ reduziert.

Das Werkzeug wird über Spannzangen in die Spindel eingezogen. Hierbei entspannt sich die Feder gegenüber dem werkzeuglosen Zustand minimal (Federkraft nimmt ab), während sie beim Lösevorgang mit Hilfe einer hydraulisch oder pneumatisch betätigten Löseinheit weiter gespannt wird (Federkraft nimmt zu). Hierfür wird eine Kraft auf den Spannkolben aufgebracht,

die Spannzangen geben das Werkzeug frei und das Werkzeug wird aus der Spindel ausgestoßen.

1.4 Der Ausfall eines Spannsystems: Ursachen, Wirkung und Folgen

Werden die festgelegten Qualitätsanforderungen (z.B. Oberflächegüte, Maßhaltigkeit) durch die Fräsbearbeitung nicht mehr erreicht, kann dies u. a. auf den Ausfall des Spannsystems zurückgeführt werden.

Grund dafür kann der Verlust an Einzugskraft des Spanners sein, Werkzeugaufnahme und Werkzeug werden nur noch ungenügend oder im Extremfall gar nicht mehr in die Hauptspindel eingezogen. Ursachen hierfür kann der Bruch der Feder(n) aber auch zunehmende Reibung durch unzureichende Schmierung sein.

Wird dies zu spät registriert, kann dies zur Beschädigung der Werkzeugmaschine (Spindel, Lager) oder gar zu Verletzungen des Maschinenbedieners durch das Herausfallen des Werkzeuges führen.

Nun besteht Aufgabe darin, das Spannsysteme und insbesondere die Feder zu demontieren.

Die Feder muss ausgetauscht werden. Um die Reparaturzeit, den damit verbundenen Ausfall der Spindel sowie die Reparaturkosten zu minimieren, soll die Wartung fehlerhafter Spannsystem in Zukunft im Unternehmen realisiert werden. Auf die Einsendung des Spannsystems könnte damit verzichtet werden.

1.5 Probleme und Gefahren bei der Montage von Spannsystemen

Spannsysteme werden vom Hersteller im vorgespannten Zustand angeliefert. Es sind Kräfte, je nach Einsatz der Spanneinheit, zwischen 980 N und 150kN möglich. Diese stellen nicht nur bei unsachgemäßer Behandlung ein Gefahrenpotential dar. Auch müssen sie bei der (De-)Montage durch fachkundiges Personal berücksichtigt werden, damit es hierbei nicht zu Verletzungen durch „herumschnippende“ Bauteile des Systems kommt. Auch sollen die Bauteile im Rahmen der Wartung des Systems geschont werden.

1.6 Hersteller von Spannsystemen

Die Firma SPL montiert und wartet vorrangig Spannsysteme der Firmen Ott-Jakob^[2], Berg^[4], Röhm^[1] und Ortlieb^[3]. Es werden aber auch so genannte Eigenfertigungen, die speziell für die automatisierte Fertigung im Automobilbau bestimmt sind, hergestellt.

Diese wurden hinsichtlich der wirkenden Federkräfte untersucht. Diese reichen von 980N bis 150kN und wurden bei der Entwicklung der Vorrichtung berücksichtigt. Typische Wert liegen im Allgemeinen jedoch im zweistelligen Kilonewton-Bereich. Bei der Dimensionierung dieser Vorrichtung bei den Festigkeitsbetrachtungen im 3. Kapitel wurde von einer maximalen Federkraft von 200kN zugrunde gelegt.

1.7 Spannsysteme der Firma Ott-Jakob

Die in der vorliegenden Arbeit entwickelte Vorrichtung basiert auf den Informationen, die aus dem ausführlichen Produktkatalog der Firma Ott-Jakob^[2] entnommen werden konnten. Die Spannsysteme dieses Unternehmens wurden hinsichtlich der wirkenden Federkräfte, der Abmaße und der Einsatzmöglichkeiten genauer untersucht. Diese Angaben sind in den Katalogen anderer Hersteller nur teilweise vorhanden oder können nur in Verbindung mit einer Angebotsstellung abgefordert werden.

In den Tabellen 1.7.1 (HSK) und 1.7.2 (SK) sind die wichtigsten Kraftangaben der Spannsysteme dieses Herstellers aufgezählt. Bei den HSK-Spannsystemen dient die farbliche Markierung der Spalten der besseren Zuordenbarkeit zu den im Kapitel 2 gelisteten Abmessungen.

HSK

Katalog Ott Jakob	Nenngrößen HSK	Spannkraft F_{\max} [N]	F_{Feder} [N]	$F_{\text{lösen max}}$ [N]	$p_{\text{lösen max.}}$ [bar]	A_{Kolben} [cm ²]
Kräfte						
HSK*-Spannsystem - Kräfte	E25	2800	980	5800	100	5,8
	A32 B40 E32	5000	1750	19360	100	19,36
	A40 B50 E40 F50	6800	2400	30976	160	19,36
	A50 B63 E50 F63	11000	3850	30976	160	19,36
	A63 B80 E63 F80	18000	6000	30976	160	19,36
	A80 B100	28000	9200	30976	160	19,36
	A100 B125	45000	15000	30976	160	19,36
	A125 B160	70000	24500	80320	160	50,2
	A160	115000	40000	???	160	a.A.

Tab. 1.7.1 Kenngrößen der HSK-Spannsysteme der Firma Ott-Jakob^[2]

SK

Kräfte			Ausföhrs.-form d. Werkzeugspanners		
Form/ Kurzzeichen/Anw.	Nenngröße SK	F_{Einzug} [N]	ES	IS	IS G
A1 DIN 69871 DIN 69872 ISO 7388/1/2 Typ A	SK 30	6000	ES 30	IS 30	
	SK 40	12000	ES 40	IS 40	
	SK 50	25000	ES 50	IS 50	IS 50 G
	SK 50 verstärkt	35000	ES 50	IS 50	IS 50 G
	SK 60	65000	ES 60		
C1 ANSI B5.50-78 ISO 7388/1/2 Typ B	SK 30	5500	ES 30	IS 30	
	SK 40	10500	ES 40	IS 40	
	SK 50	23000	ES 50	IS 50	IS 50 G
	SK 50 verstärkt	35000	ES 50	IS 50	IS 50 G
	SK 60	60000	ES 60		
E1 u. F1 MAS 403-1982 BT/PT 2 (30°) MAS 403-1982 BT/PT 1 (45°)	SK 30	5500	ES 30	IS 30	
	SK 40	10500	ES 40	IS 40	
	SK 50	23000	ES 50	IS 50	IS 50 G

Tab. 1.7.2 Kenngrößen der SK-Spannsysteme der Firma Ott-Jakob^[2]

Zum besseren Einordnung der Bezeichnungen hinsichtlich der Spannsystem-Arten in den oben stehenden Tabellen sollen die nun folgenden Abbildungen dienen.

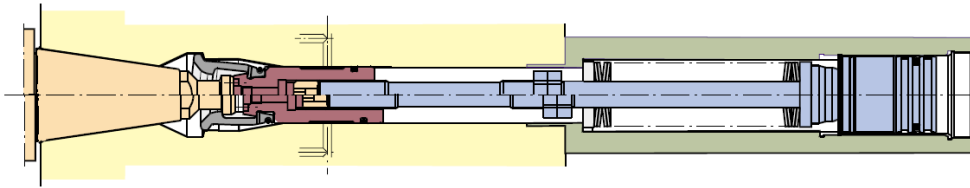


Abb. 1.7.1 Anbauspanner (AS) der Firma Ott-Jakob^[2]

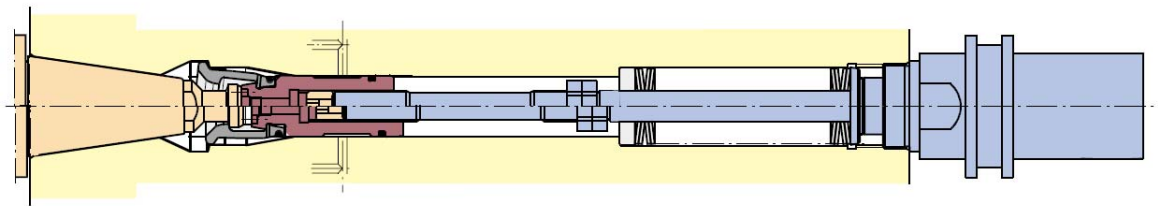


Abb. 1.7.2 Einbauspanner (ES) der Firma Ott-Jakob^[2]

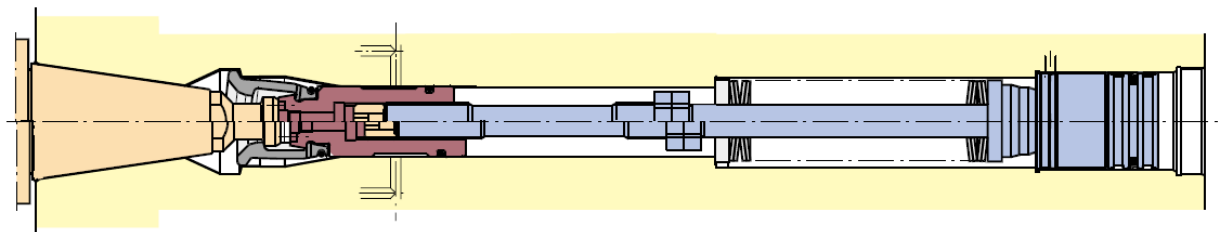


Abb. 1.7.3 integrierter Einbauspanner (IS) der Firma Ott-Jakob^[2]

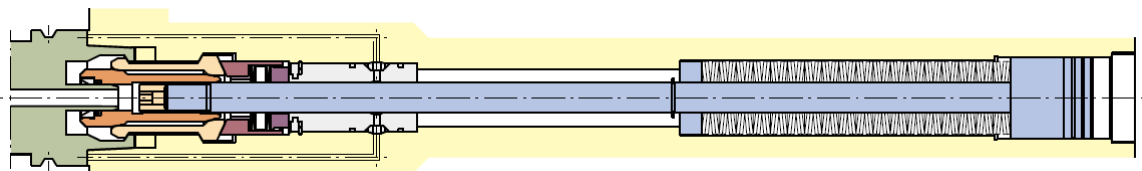


Abb. 1.7.4 integrierter Federspanner (IF) der Firma Ott-Jakob^[2]



Abb. 2 Demontagevorrichtung für Spannsysteme

2.1 Aufbau und Funktionsweise

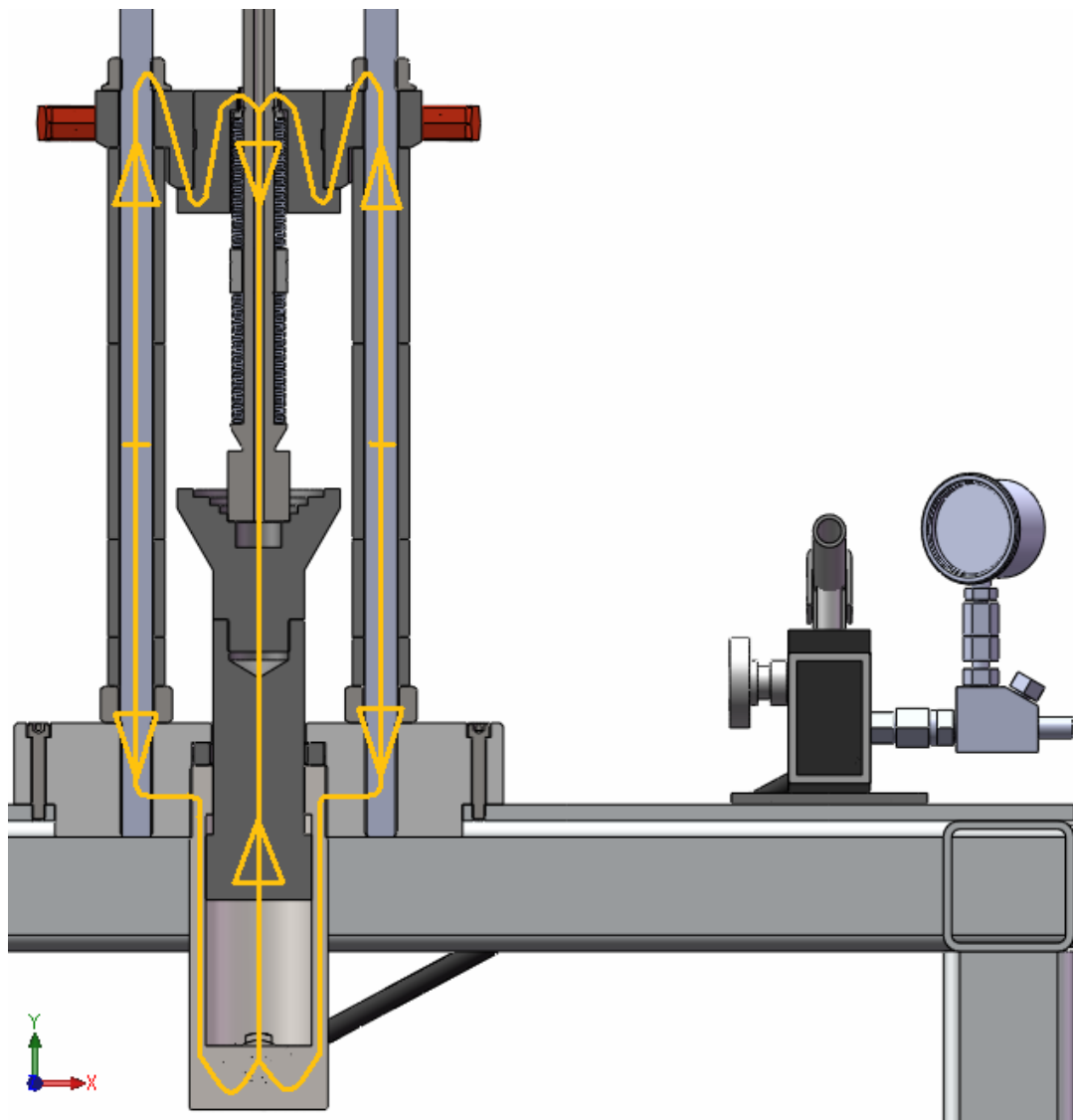


Abb. 2.1 Aufbau- und Funktionsweise

Grundsätzlich ist die Funktionsweise der Konstruktion mit der einer Presse vergleichbar. Mit Hilfe der Abbildung 2.1 soll das Wirkungsprinzip der Demontagevorrichtung erläutert werden. Dabei sollen die gelben Linien den Kraftverlauf verdeutlichen, der eine Besonderheit der Konstruktion darstellt: Durch die geschlossenen Führung werden praktisch keine Kräfte auf den Arbeitstisch übertragen.

Ziel ist es, zunächst den Sicherungsring und danach das Federsystem von der Zugstange zu demontieren.

Die hierfür benötigte Hubbewegung/ Hubkraft wird mit Hilfe des Hydraulikantriebes (Pos. 701 bis Pos. 706) erzeugt. Dieser ist mit dem Flansch (Pos. 02) verschraubt, der das untere Widerlager darstellt. Das obere Widerlager bildet das Joch (Pos. 03), das über die beiden Gewindestangen (Pos. 101) wieder mit dem Flansch verschraubt ist. Diese Bauteile stellen die Hauptkomponenten der Konstruktion dar.

Die Nebekomponenten Druckstück (Pos. 10) und Zugstangenkopf-Aufnahme (Pos. 20) bilden das Bindeglied zwischen dem Spannsystem und den beiden Widerlagern. Sie sind so konzipiert, dass sie schnell und ohne größeren Aufwand demontiert werden können. Dies wird dann nötig sein, wenn ein Spannsystem anderer Form und Größe demontiert werden soll. Ihnen kommt eine Adapterform zu.

Das Spannsystem wird mit der Kolbenseite in die passende Bohrung (Stufe) der Zugstangenkopf-Aufnahme gestellt, während die Zugstange mit Feder und Druckhülse in die Bohrung des Druckstückes gesetzt wird.

Die beiden Flanschmutter (Pos. 201) verhindern das Anheben des Jochs während des Demontagevorganges und sichern damit das Widerlager.

Nun wird die Kolbenstange der Hydraulik soweit ausgefahren, bis an der Oberseite des Jochs/Druckstück die Druckhülse des Spannsystems zum Vorschein kommt - die Planflächen von Druckhülse und Druckstück haben Kontakt.

Wird jetzt die Kolbenstange weiter bewegt, arbeitet die Hydraulik gegen die Federkraft des Spannsystems, überwindet diese und beginnt, die Feder weiter zu verkürzen/ stauchen, bis der zu demontierende Sicherungsring über die Druckhülse ragt. Dieser kann nun gefahrlos mit dem entsprechenden Werkzeug entnommen werden.

Im letzten Schritt wird das Ablassventil an der Hydraulikpumpe geöffnet, wodurch sich die Feder des gesamten Systems entspannt und aus der Vorrichtung entnommen werden kann.

Hinweise:

Anmerkend ist zu sagen, dass alle Arbeitsschritte unter ständiger Beobachtung des Spannsystems erfolgen müssen, damit selbiges nicht beschädigt wird.

2.2. Fertigungsteile

In den drei nachfolgenden Abschnitten soll stichpunktartig auf die wichtigsten Bauteile, deren Charakteristika und Funktionen eingegangen werden. Dabei sollen auch Verbindungsteile Erwähnung finden, werden aber nicht näher erläutert.

Zur besseren Nachvollziehbarkeit des Kapitels wird empfohlen, die Zusammenstellungszeichnung aus dem Anhang der Arbeit mit zu nutzen

2.2.1. Arbeitstisch

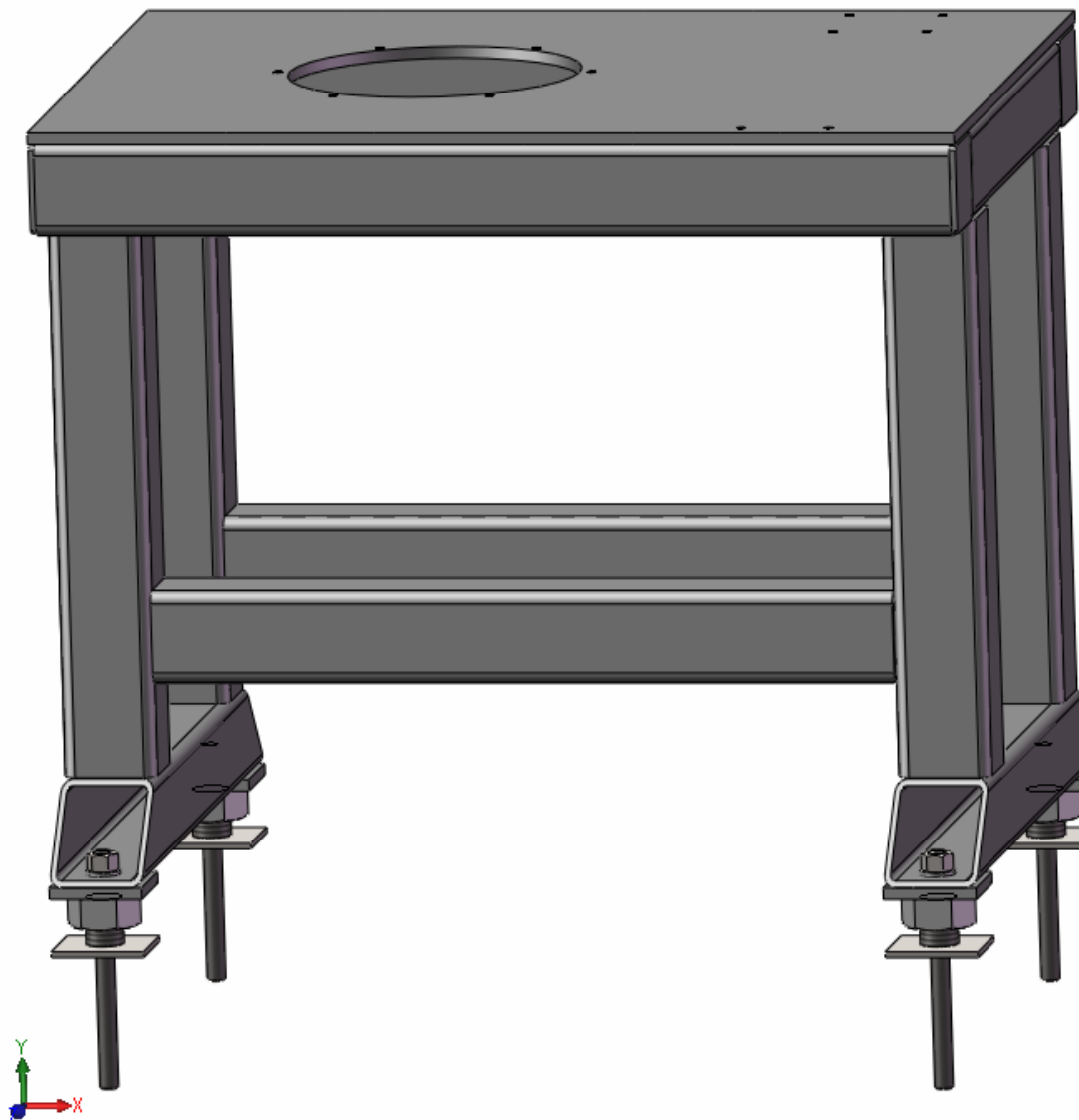


Abb. 2.2.1.1 Arbeitstisch

Pos.-Nr.:	01
Bezeichnung:	Arbeitstisch
Abmaße:	600 x 610 x 800 (H x T x B)
Werkstoff:	1.0037 (St37-2; S235JR)
Montage:	Schweißkonstruktion
Gewicht:	112kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-01.00-02
Funktion:	Aufnahme von Demontagevorrichtung, Hydraulikpumpe; wird aus Sicherheitsgründen mit Hilfe der KS- Nivellierspindeln ^[5] (Pos. 51) im Betonfußboden ausgerichtet und befestigt

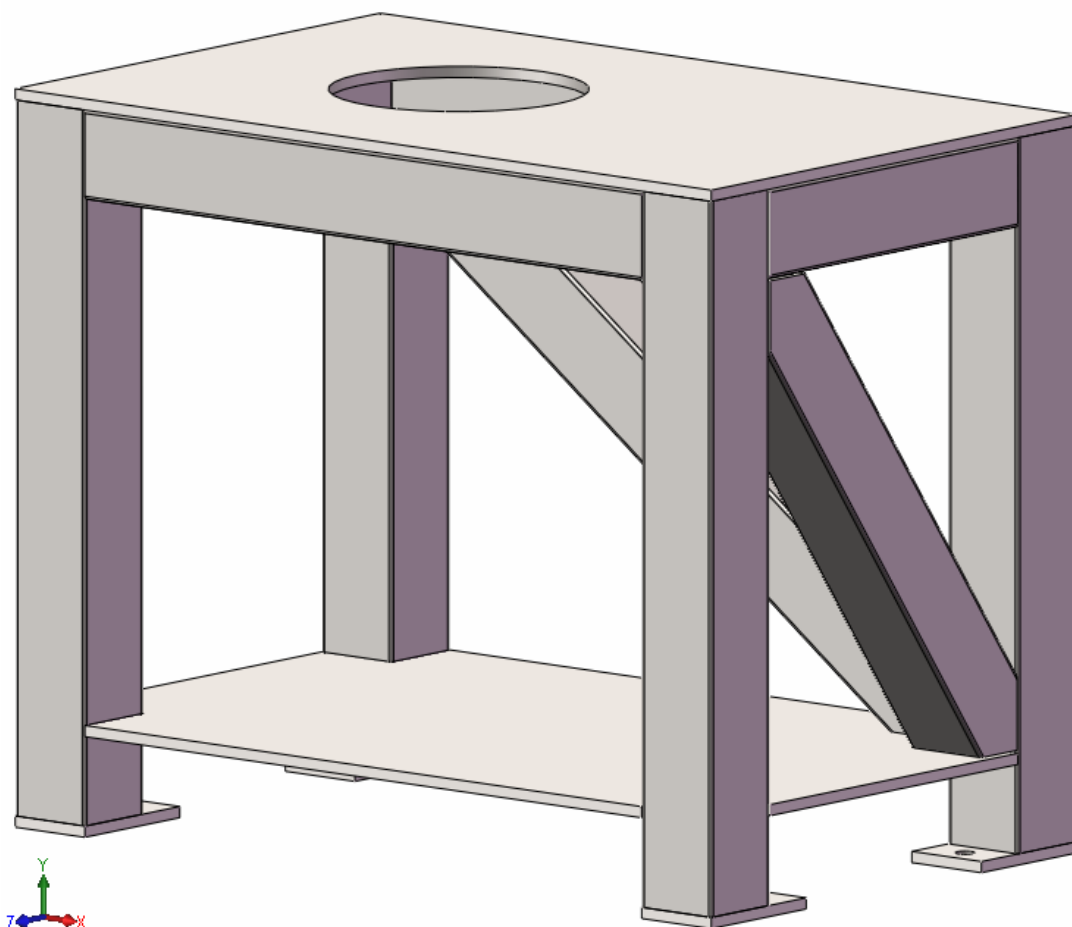


Abb. 2.2.1.2 Arbeitstisch (ältere Version)

2.2.2 Flansch

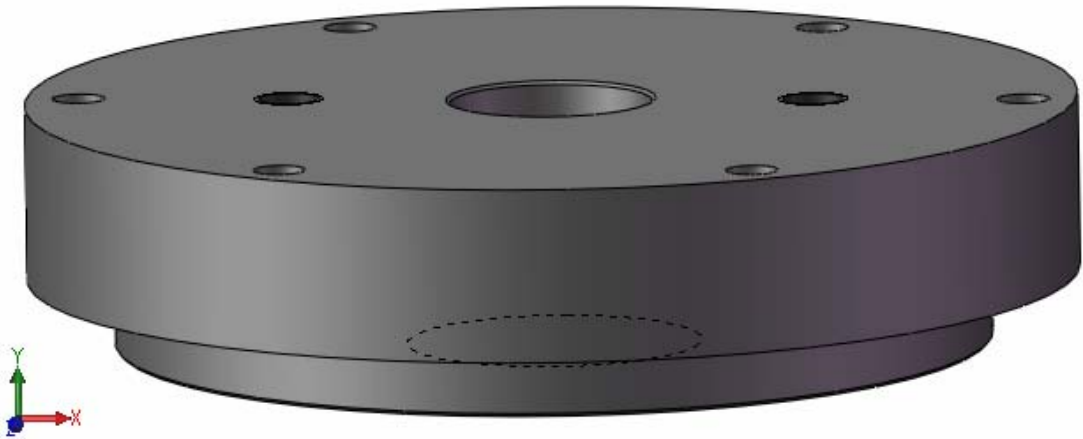


Abb. 2.2.2.1 Flansch

Pos.-Nr.:	02
Bezeichnung:	Flansch
Abmaße:	Ø58 x Ø300 - 60
Werkstoff:	1.7227 (42CrMo4), vergütet
Gewicht:	33kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-02.00-02
Funktion:	oberes Widerlager Aufnahme der Gewindestangen (Pos. 101) über Durchgangsloch M20, Hydraulikzylinder (Pos. 701)., Zylinderschrauben M8x50; Biegebeanspruchung durch gegenläufige Krafteinwirkung (vgl. Abb. 3.5.2)

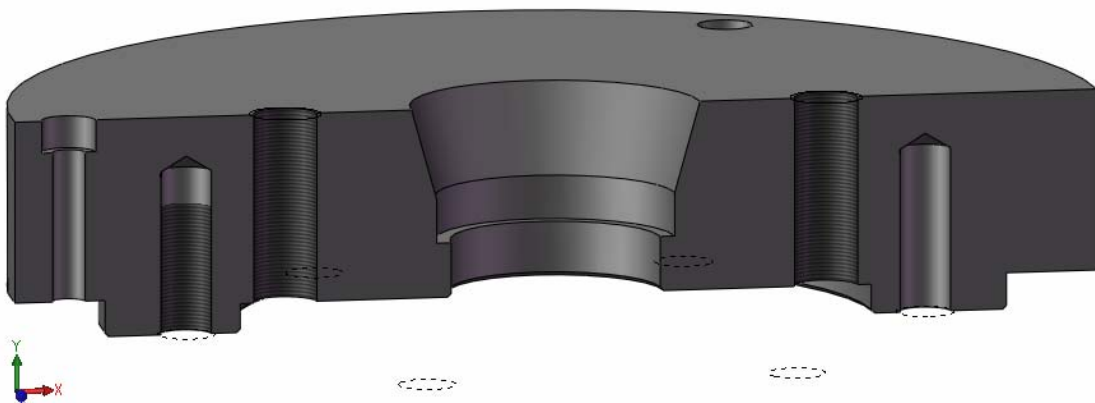


Abb. 2.2.2.2 Flansch (ältere Version) mit konischer Bohrung

2.2.3 Joch

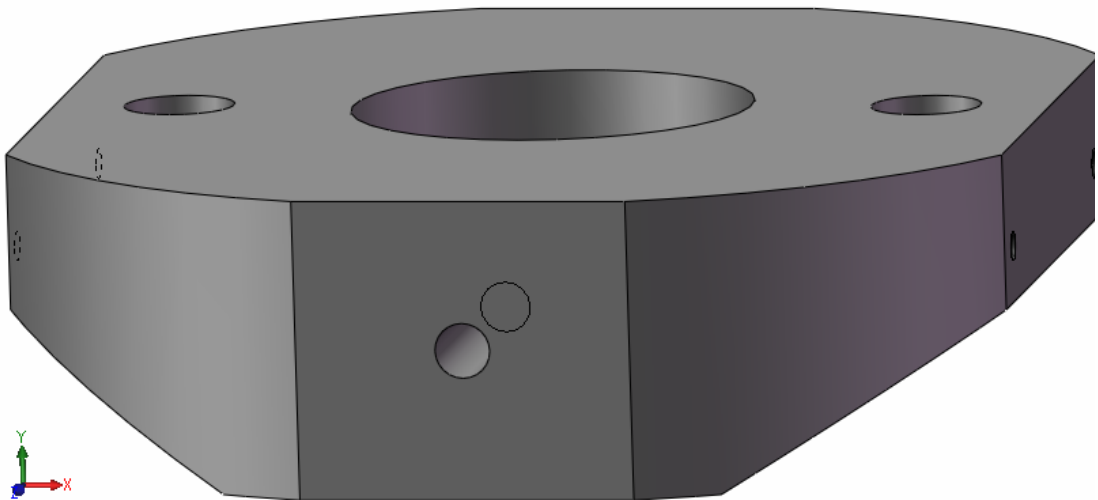


Abb. 2.2.3.1 Joch

Pos.-Nr.:	03
Bezeichnung:	Flansch
Abmaße:	Ø80 x Ø230 - 60
Werkstoff:	1.7131 (16MnCr5), einsatzgehärtet
Gewicht:	13,5kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-03.00-03
Funktion:	unteres Widerlager Aufnahme der Gewindestangen (Pos. 101), Druckstück (Pos. 10), Ganter-Bügelgriffe ^[6] (Pos. 53) zum Anheben, Ganter-Spannhebel ^[7] zur Sicherung des Druckstückes (Pos. 52); Biegebeanspruchung durch gegenläufige Krafteinwirkung (vgl. Abb. 3.6.3)

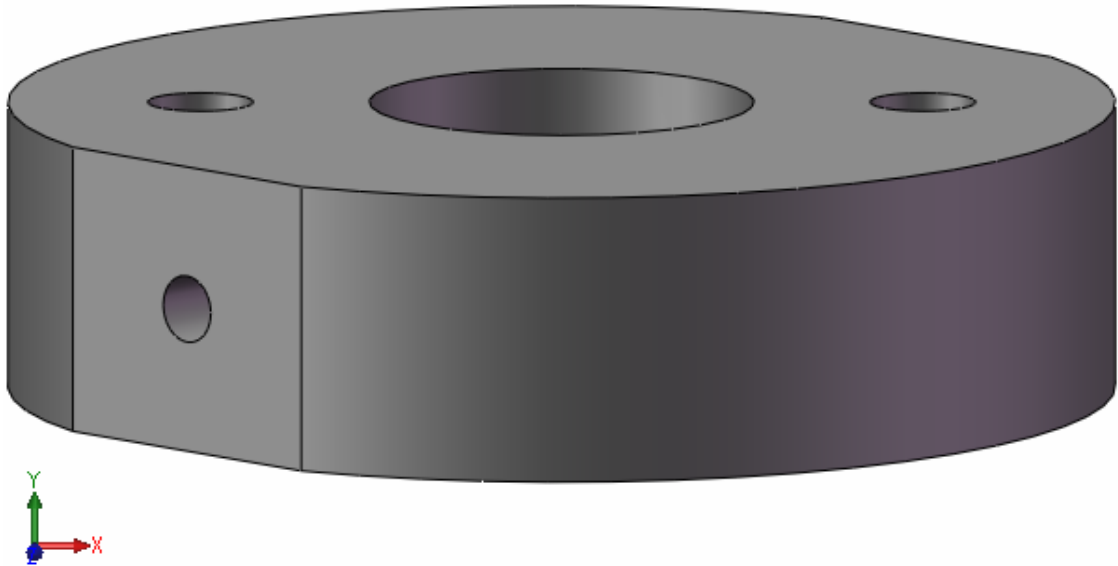


Abb. 2.2.3.2 Joch (ältere Version) mit 45° Bohrung

2.2.4 Montageblech I, II

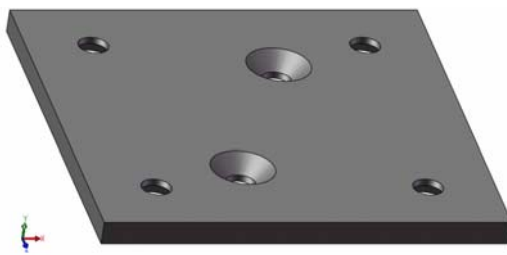


Abb. 2.2.4.1 Montageblech I

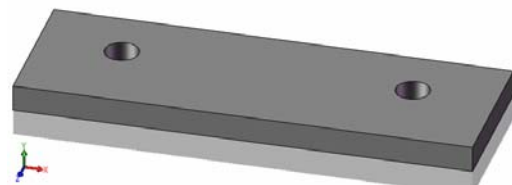


Abb. 2.2.4.2 Montageblech II

Pos.-Nr.:	04 / 05
Bezeichnung:	Montageblech I / Montageblech II
Abmaße:	7 x 120 x 120 / 7 x 40 x 120
Werkstoff:	1.0037 (St37-2; S235JR)
Gewicht:	0,74kg / 0,26kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-04.00-04 / 2613.0-05.00-04
Funktion:	Befestigung der Hydraulikpumpe (Pos. 702) mittels Senkschrauben (Pos. 04) bzw. Distanzausgleich (Pos. 05)

2.2.5 Distanzring



Abb. 2.2.5 Distanzring

Pos.-Nr.:	06
Bezeichnung:	Distanzring
Abmaße:	Ø60/Ø80x14
Werkstoff:	1.7131 (16MnCr5)
Gewicht:	0,24kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-06.00-04
Funktion:	Distanzausgleich (Überbrückung des Gewindefreistiches) zwischen den Planflächen von Hydraulikzylinder (Pos. 701) und Flansch (Pos. 02)

2.2.6 Druckstück-System

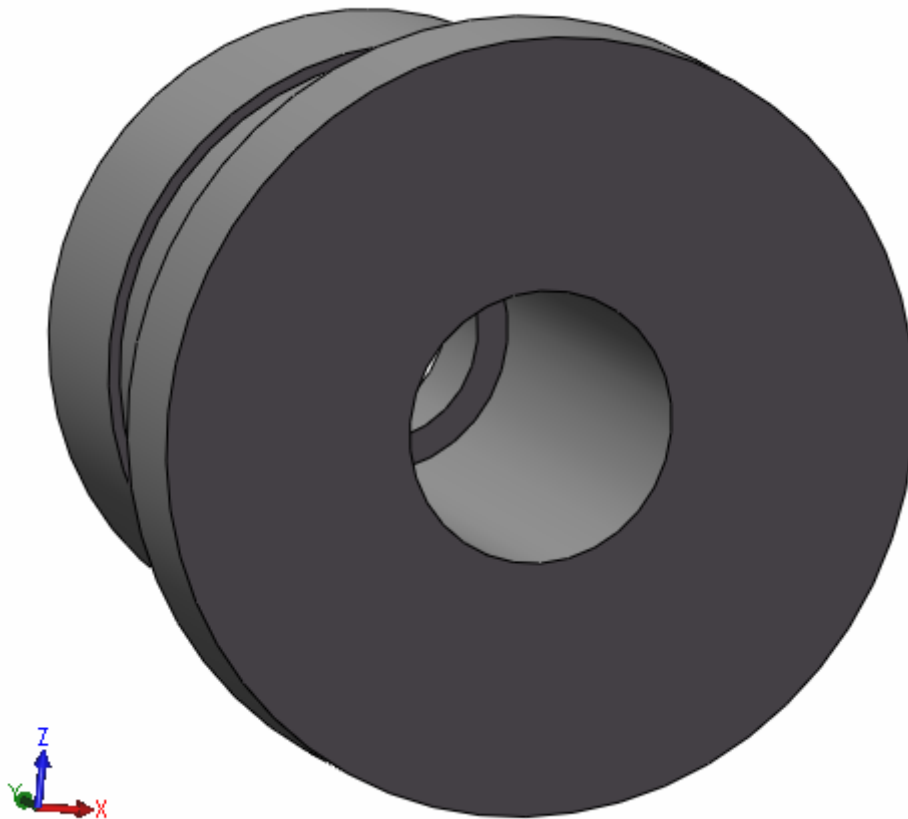


Abb. 2.2.6 Druckstück

Pos.-Nr.:	10
Bezeichnung:	Druckstück
Abmaße:	Ø80/Ø100x75
Werkstoff:	1.7131 (16MnCr5), einsatzgehärtet
Gewicht:	2,7 kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-10.00-04
Funktion:	oberer Aufnahme für Spannsystem, insbesondere Druckhülse und Zugstange; besitzt Rechtecknut als Gegenkontur für Ganter-Spannhebel ^[7]
System:	die Innenkontur des Druckstückes für die Demontage von Spannsystemen der Fa. Ott-Jakob ^[2] , insbesondere die Maße Ø A und Ø B, sind den Tabellen 2.2.6.1 und 2.2.6.2 zu entnehmen

Kegelhohlschaftformen n. DIN 69893-1,2,5,6		Ø A Druckstück [mm]		Ø B Druckstück [mm]		Ø C, Ø D, Ø E, Ø F an Zugstangenkopf- Aufnahme [mm]	
Form/ Kurzzeichen/Anwendung	Nenngrößen	d ₂₄	Tol.	d ₂₅	Tol.	d ₂₂	Tol.
A/ AK/ innenliegende Nutensteine; für Schwerzerspannung in Bearbeitungszentren nach DIN 69893-1	32	a.A.	+0,2	a.A.	+0,2	a.A.	H8
	40	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	50	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	63	35	+0,2	27	+0,2	38	H8
	80	41,5	+0,2	27	+0,2	48	H8
	100	44	+0,2	36	+0,2	48	H8
	125	72	+0,2	57	+0,2	80	H8
	160	a.A.	+0,2	a.A.	+0,2	a.A.	H8
B/ BK/ außenliegende Nutensteine, größerer Bunddurchmesser; für Schwerzerspannung in Bearbeitungszentren DIN 69893-2	40	a.A.	+0,2	a.A.	+0,2	a.A.	H8
	50	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	63	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	80	35	+0,2	27	+0,2	38	H8
	100	41,5	+0,2	27	+0,2	48	H8
	125	44	+0,2	36	+0,2	48	H8
	160	72	+0,2	57	+0,2	80	H8
E/ EK/ ohne Nutensteine; für Hochgeschwindigkeits- bearbtg. (HSC) DIN 69893-5	25	a.A.	+0,2	a.A.	+0,2	a.A.	H8
	32	a.A.	+0,2	a.A.	+0,2	a.A.	H8
	40	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	50	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	63	35	+0,2	27	+0,2	38	H8
F/ FK/ Keine Abdichtg. ggü. KS-Mittel; für Holz-/ Kunststoffverarbeitung DIN 69893-6	50	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	63	32	+0,2	20	+0,2	38	H8
	80	35	+0,2	27	+0,2	38	H8

Tab. 2.2.6.1 Übersicht Fertigmaße HSK Spanner Ott-Jakob^[2]

Nenngröße	Ø A Druckstück [mm]	Ø B Druckstück [mm]	Ø C, Ø D, Ø E, Ø F an Zugstangenkopf- Aufnahme [mm]
ES 30	29 ^{H8} bis 30	19 ^{H6} bis 19 ^{+0,5}	36 ^{H6}
IS 30	34,5 ^{H8} bis 35 ^{+0,1}	19 ^{H6} bis 19 ^{+0,5}	38 ^{H8}
ES 40	32 ^{H8} bis 33 ^{+0,2}	27 ^{H8} bis 27 ^{+0,5}	36 ^{H6}
IS 40	34,5 ^{H8} bis 35 ^{+0,1}	27 ^{H8} bis 27 ^{+0,5}	38 ^{H8}
ES 50	41 ^{H8} bis 41,5 ^{+0,2}	30	48 ^{H6}
IS 50	41 ^{H8} bis 41,5 ^{+0,1}	30	48 ^{H8}
IS 50 G	55 ^{H6} bis 55,5 ^{+0,2}	35	60 ^{H8}
ES 60	73	52,5 ^{H8} bis 56 ^{+0,5}	73

Tab. 2.2.6.2
Übersicht über
Fertigmaße SK
Spanner Fa.
Ott-Jakob^[2]

2.2.7 Zugstangenkopf-Aufnahme-System



Abb. 2.2.7.1
Zugstangenkopf-
Aufnahme

Pos.-Nr.:	20
Bezeichnung:	Zugstangenkopf-Aufnahme
Abmaße:	Ø100x100
Werkstoff:	1.7131 (16MnCr5), nitriert
Gewicht:	2,5 kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-20.00-03
Funktion:	untere Aufnahme für Spannsystem in Zylindersenkungen (Stufen), insbesondere Zugstangenkopf; Außengewinde 1 ½"-16 UNF zum Einschrauben in Bohrung Hydraulikkolben (Pos. 701).
System:	die Innenkontur (Stufen) der Zugstangenkopf-Aufnahme für die Demontage von Spannsystemen der Fa. Ott-Jakob ^[2] , insbesondere die Maße Ø C, Ø D, Ø E und Ø F, sind den Tabellen 2.2.4.1 und 2.2.4.2 zu entnehmen

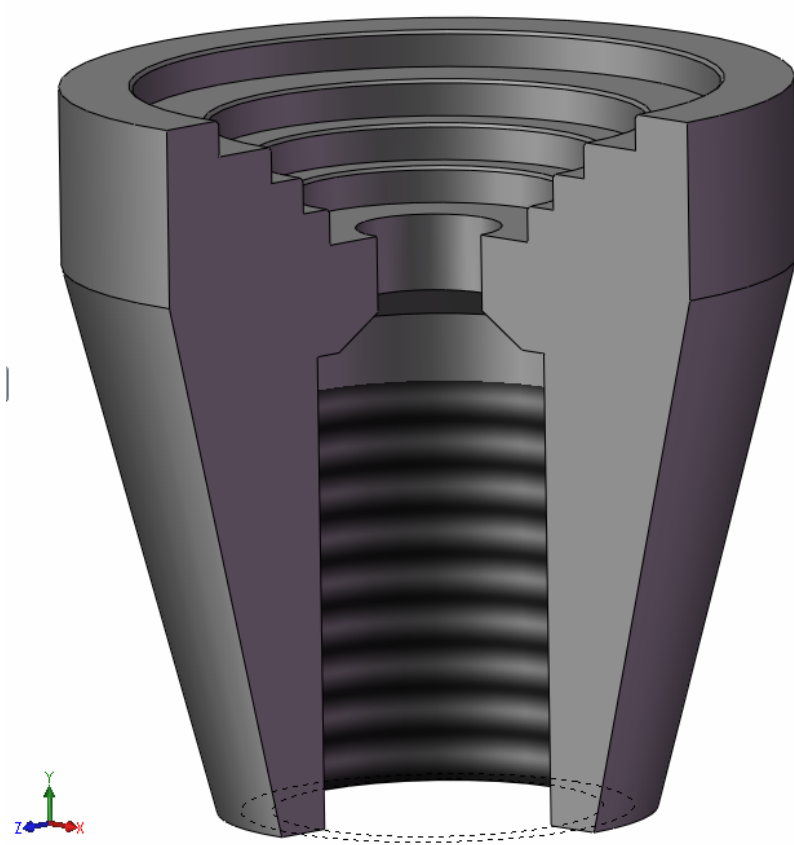


Abbildung 2.2.7.2 Zugstangenkopf-Aufnahme (geschnitten, ältere Version) mit Innengewinde

2.2.8 Distanzhülsen-System

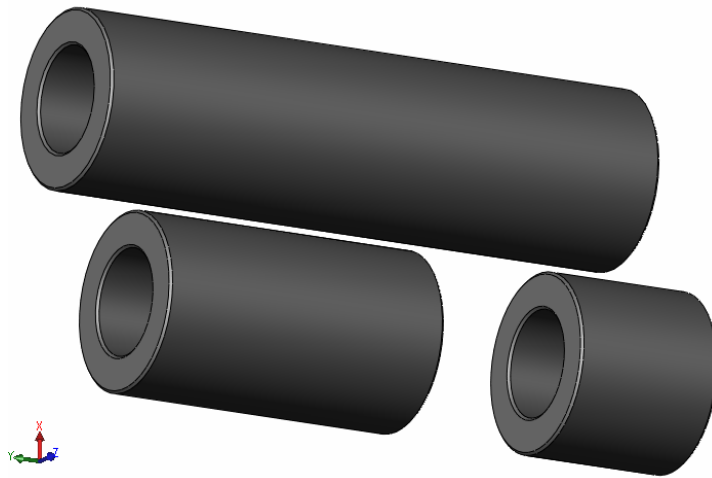


Abb. 2.2.8
Distanzhülsensystem

Pos.-Nr.:	30 / 31 / 32
Bezeichnung:	Distanzhülse
Abmaße:	Ø35x7,1-120 / Ø35x7,1-60 / Ø35x7,1-30
Werkstoff:	1.0037 (St37-2; S235JR)
Gewicht:	0,58kg / 0,29kg / 0,15kg
Zeichnungs-Nr.:	2613.0-30.00-04 / 2613.0-31.00-04 / 2613.0-32.00-05
Funktion:	werden seitengleich über die Gewindestangen (Pos. 101) gesteckt, womit die Abstimmung der Höhenposition des Jochs gegenüber dem Spannsystem realisiert wird
Satz:	10 Stck. zu je Ø35x 7,1-120 2 Stck. zu je Ø35x 7,1-60 2 Stck. zu je Ø35x 7,1-30

2.3. Kaufteile

2.3.1 Gewindestange

Pos.-Nr.:	101
Bezeichnung:	Gewindestange DIN 975
Rohmaße:	M20- 2m
Fertigmaße:	es werden 2 Stck. à 800mm hergestellt
Werkstoff:	Stahl 10.9
Gewicht:	2,5 kg/m
Funktion:	Höhenführung des Jochs, Aufnahme und Übertragung der durch die Betriebskraft entstehenden Zugkräfte

2.3.2 Nivellierfuß

Pos.-Nr.:	51
Bezeichnung:	KS 4035 DC condisc
Abmaße:	Fußplatte 80 x 80 x 4 Verstellhöhe 35mm – 47mm Durchgangsloch für Betonanker 18mm
Gewicht:	0,85kg
Lieferant	Fa. KS- Nivelierspindeln ^[5]
Funktion:	Höhenjustierung und Verankerung des Arbeitstisches (Pos. 01)
Hilfsmittel:	Mörtelpatrone ^[9] (Pos. 90)

2.3.3 Spannhebel

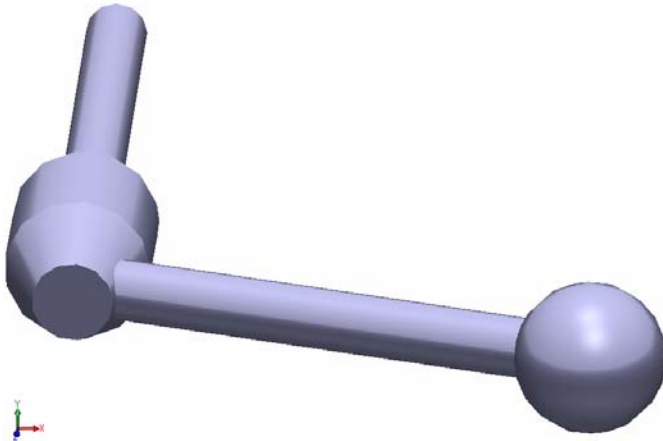


Abb. 2.3.3 Sicherheits-Spannhebel^[7]

Pos.-Nr.:	52
Bezeichnung:	Sicherheits-Spannhebel mit Schraube GN 312-24-m10-80-e
Abmaße:	M10, Gewindelänge 80mm
Lieferant	Fa. Ganter ^[7]
Werkstoff:	Stahl 5.8
Montage:	Bohrung in der vorderen Planfläche des Jochs (Pos. 03)
Funktion:	Sicherung des Druckstückes (Pos. 10) in der Bohrung des Jochs (Pos. 03)

2.3.4 Bügelgriff

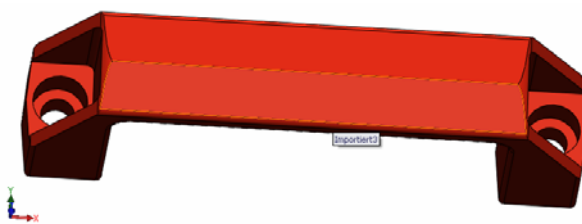


Abb. 2.3.4 Bügelgriff^[6]

Pos.-Nr.:	53
Bezeichnung:	Bügelgriff Ganter 528
Werkstoff:	Polyamid, glasfaserverstärkt
Lieferant	Fa. Ganter ^[6]
Montage:	an den beiden seitlichen Planflächen des Jochs (Pos. 03) mittels Zylinderschrauben M6x16 (Pos. 103)
Funktion:	Verbesserung des Handlings des Jochs

2.4. Hydraulik

Der Hydraulikantrieb stammt vollständig aus dem Sortiment der Firma Lukas^[9]. Der Nenndruck des Antriebssystems beträgt 700bar: Er wird mit dem Hydrauliköl der Sorte HLP 68 betrieben.



Abb. 2.4
Hydraulikantrieb

2.4.1 Hydraulikzylinder

Pos.-Nr.:	701
Bezeichnung:	LSC 25/100 /0904-03
Gewicht:	8,9kg
Ölbedarf:	0,339 Liter
Kolbenfläche:	33,1cm ²
Hubkraft:	231,9kN
Kolbenhub:	102mm
Werkstoff:	hochfester Stahl
Funktion:	einfach wirkender Zylinder mit Federrückstellung, Hubbegrenzung (Dämpfung)

Montage: kopfseitiges Außengewinde 3 5/16"-12 UNF in Flansch
(Pos. 02, Innengewinde) gegen Planfläche des
Distanzringes (Pos. 06) schrauben

2.4.2 Hydraulikpumpe

Pos.-Nr.: 702
Bezeichnung: Pumpe ZPH 1A/1, Handpumpe
Gewicht: 7,7kg
Füllmenge: 1,3Liter
Nutzmenge: 1,1Liter
Volumen pro Hub (Hochdruck): 1,6ml
Volumen pro Hub (Niederdruck): 10ml
maximale Handhebelkraft bei 500bar: 36 kg (~360N)

Funktionen: einstellbarer Hoch- und Niederdruckbereich
(werksseitig 700bar bzw. 100bar), integriertes Ablassventil
zum Absenken der Last
Montage: mit Hilfe der Montageplatten I (Pos. 04) und II (Pos. 05)
sowie Senk- beziehungsweise Zylinderschrauben auf der
Oberseite der Arbeitsplatte (Pos. 01)

2.4.3 Manometer

Pos.-Nr: 704
Bezeichnung: MEL 700 N
Gewicht: 1,0kg
Montage: das Außengewinde G 1/4" wird am seitlichen Zugang
(Bezeichnung „M“) mit der Pumpe (Pos. 702) verschraubt

2.4.4 Hydraulikschlauch

Pos.-Nr.: 705

Nenndruck: 700bar

Länge: ca. 750mm

Montage: pumpenseitig:

über Außengewinde G $\frac{1}{4}$ an rückwärtigen Zugang (Bezeichnung „P“) mit der Pumpe (Pos. 702) verschraubt

zylinderseitig:

die Überwurfmutter G $\frac{1}{4}$ mit Hilfe des Schraubkupplungsrippels SK 2 (Pos. 703) mit Zylinder (3/8-18 NPT) verschraubt.

2.4.5 Abschließende Betrachtungen zum Hydraulikantrieb

Entscheidend für die Anwendung des Hydraulikantriebes im vorliegenden Fall ist die Höhendifferenz, die mit jedem Pumpenhub realisiert werden kann. Diese Distanz sollte weder zu gering (Zeitaufwand \uparrow) noch zu groß sein (Gefahr des Kontrollverlustes.) Sie wird über die Differenz aus Volumen pro Hub und Kolbenfläche ermittelt und beträgt für den Hochdruckbereich 0,5mm und für den Niederdruckbereich 3,0mm pro Einzelhub. Aufgrund der kurzen Schlauchlänge und des hohen Arbeitsdruckes wird von geringfügigen Verlusten ausgegangen. Bei der Demontage eines Spannsystems ist daher höchste Sorgfalt geboten, da es beim „Überheben“ des Sicherungsringes zu Beschädigungen am Spannsystem kommen kann. Alle Arbeitsschritte müssen unter ständiger optischer Kontrolle erfolgen.

3. Berechnungen und Nachweise

3.1 Nachweis der Abstreifsicherheit der Einschraubverbindung

Flanschmutter – Gewindestange

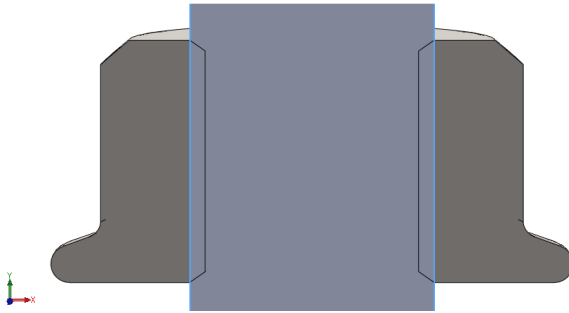


Abb. 3.1 Schraubverbindung
Flanschmutter - Gewindestange

Gegeben: **Last**

$$F_{\text{vor}} = \frac{F_y}{a^2} = 1 \quad \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ N \end{matrix}$$

Gewindestange DIN 975-M20x800-10.9 (Index B)

Nenndurchmesser des Gewindes

$d = 20\text{mm}$

Steigung (Gewinde)

$P = 2,5\text{mm}$

Flankenwinkel

$\alpha = 60^\circ$

Flankendurchmesser

$d_2 = 18,376\text{mm}$

Einschraubtiefe

$m = 20\text{mm}$

Zugfestigkeit (10.9)

$R_{m,M} = 1\,000\text{ N/mm}^2$

Flanschmutter DIN EN 1661-M20-10 (Index M)

Nenndurchmesser des Gewindes

$D = 20\text{mm}$

Steigung (Gewinde)

$P = 2,5\text{mm}$

Flankenwinkel

$\alpha = 60^\circ$

Flankendurchmesser

$D_2 = 18,376\text{mm}$

Einschraubtiefe (Kopfhöhe der Mutter)

$m = k = 20\text{mm}$

Zugfestigkeit (Festigkeitsklasse 10)

$R_{m,B} = 1\,000\text{ N/mm}^2$

Gesucht:

Abstreifsicherheit des Mutterngewindes

v_M

Abstreifsicherheit des Stangengewindes

v_B

$\tau_{m,M}; \tau_{m,B}; \tau_{B,vor}; \tau_{M,vor}; \alpha_M; \alpha_B;$

Festlegung der zulässigen Scherfestigkeiten $\tau_{m,M}$ (Mutter) und $\tau_{m,B}$ (Gewindestange) basierend auf der Hypothese der Gestaltänderung nach von Mises aus der Zugfestigkeit R_m . Grundlage für diese Berechnungen bilden die Ausführungen von Schwarz ^[10].

$$\tau_m \approx \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (1)$$

$$\tau_{m,B} = \frac{R_{m,B}}{\sqrt{3}} = \frac{10}{\sqrt{3}} \frac{\frac{N}{m^2}}{m} = \frac{5,77}{m} \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{m,M} = \frac{R_{m,M}}{\sqrt{3}} = \frac{10}{\sqrt{3}} \frac{\frac{N}{m^2}}{m} = \frac{5,77}{m} \frac{N}{m^2}$$

Berechnung der Scherflächenanteilsfaktoren α_M , α_B

$$\alpha_B = \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} \quad (2a)$$

$$\alpha_B = \frac{5,77}{5,77 + 5,77} = 0,5$$

$$\alpha_M = \frac{\tau_{m,B}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} \quad (2b)$$

$$\alpha_M = \frac{5,77}{5,77 + 5,77} = 0,5$$

Berechnung des gemeinsamen Abstreifdurchmessers d_τ

$$d_\tau = d_2 + \left(0,5 - \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} \right) \cdot \frac{P}{t \cdot \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \quad (3)$$

$$d_\tau = 1,3 \frac{m}{8} + (0,5 - 0,5) \cdot \frac{2,5m}{t \cdot 3}$$

$$d_\tau = 1,3 \frac{m}{8}$$

Berechnung der Abscherflächen A_τ von Mutter und Gewindestange

$$A_\tau = \pi \cdot d_\tau \cdot m \quad (4)$$

$$A_\tau = \pi \cdot 1,3 \frac{m}{8} \cdot 2 \frac{m}{0}$$

$$A_\tau = 1,02 \frac{m^2}{4}$$

Berechnung der zulässigen (maximalen) Abscherkräfte $F_{\tau_{mB}}$, $F_{\tau_{mM}}$

Da $\alpha_B = \alpha_M$ gilt: $F_{\tau_{mB}} = F_{\tau_{mM}} = F_{\tau_{m}}$

$$F_{\tau_{m}} = A_{\tau} \cdot \alpha_M \cdot \tau_{m,M} \quad (5)$$

$$F_{\tau_{m}} = 1,6 \text{ m}^2 \cdot 0,5 \cdot 5,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{\tau_{m}} = \frac{1,6}{5,3} \frac{\text{m}^2}{\text{mm}^2} \cdot 0,5 \cdot 5,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{\tau_{m}} = 4,2 \text{ N}$$

Berechnung der vorhandenen Abscherspannungen

$$\tau_{B,v} = \frac{F_{\tau_{mB}}}{A_{\tau} \cdot \alpha_B} \quad (6a)$$

$$\tau_{B,v} = \frac{4,2 \text{ N}}{1,6 \text{ m}^2 \cdot 0,5}$$

$$\tau_{B,v} = 1,4,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{M,v} = \frac{F_{\tau_{mM}}}{A_{\tau} \cdot \alpha_M} \quad (6b)$$

$$\tau_{M,v} = \frac{4,2 \text{ N}}{1,6 \text{ m}^2 \cdot 0,5}$$

$$\tau_{M,v} = 1,4,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nachweis der Abstreifsicherheit v_M und v_B

$$v_B = \frac{\tau_{m,B}}{\tau_{B,v}} \quad (7a)$$

$$v_B = \frac{5,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,4,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$v_B = 3,3$$

$$v_M = \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{M,v}} \quad (7b)$$

$$v_M = \frac{5,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,4,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$v_M = 3,3$$

Die Sicherheit gegen Abstreifen der Schraubverbindung ist mit jeweils 3,3 für Mutter und Gewindestange ausreichend gegeben.

3.2 Nachweis der Abstreifsicherheit der Einschraubverbindung

Gewindestange - Flansch

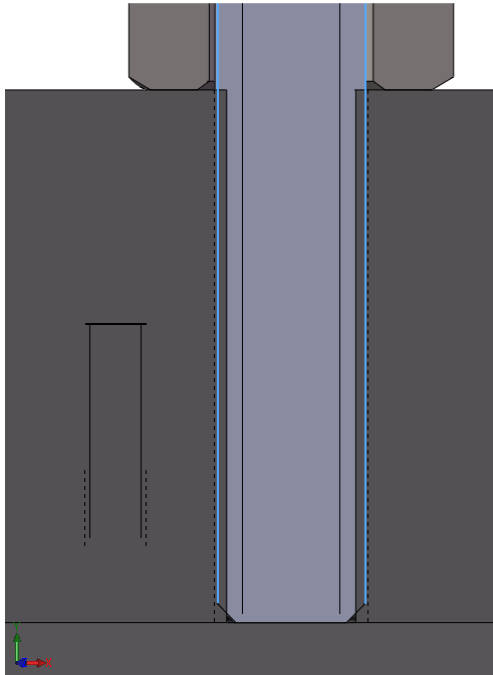


Abb. 3.2 Schraubverbindung
Gewindestange - Flansch

Gegeben:

Last

$$\tau_o = \frac{F_v}{r} = \frac{y}{x} = 1 \quad \begin{matrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix}$$

Gewindestange DIN 975-M20x800-10.9 (Index B)

N

Nenndurchmesser des Gewindes

$d = 20\text{mm}$

Steigung (Gewinde)

$P = 2,5\text{mm}$

Flankenwinkel

$\alpha = 60^\circ$

Flankendurchmesser

$d_2 = 18,376\text{mm}$

Einschraubtiefe

$m = 70\text{mm}$

Zugfestigkeit (10.9)

$R_{m,M} = 1\,000\text{ N/mm}^2$

Flansch (Index M)

Nenndurchmesser des Gewindes

$D = 20\text{mm}$

Steigung (Gewinde)

$P = 2,5\text{mm}$

Flankenwinkel

$\alpha = 60^\circ$

Flankendurchmesser

$D_2 = 18,376\text{mm}$

Einschraubtiefe

$m = 70\text{mm}$

Zugfestigkeit (42CrMo4)

$R_{m,B} = 900\text{ N/mm}^2$

Gesucht:

Abstreifsicherheit des Flanschgewindes v_M

Abstreifsicherheit des Stangengewindes v_B

$\tau_{m,M}$; $\tau_{m,B}$; $\tau_{B,vor}$; $\tau_{M,vor}$; α_M ; α_B ;

Festlegung der zulässigen Scherfestigkeiten $\tau_{m,M}$ (Flansch) und $\tau_{m,B}$ (Gewindestange) basierend auf der Hypothese der Gestaltänderung nach von Mises aus der Zugfestigkeit R_m . Grundlage für diese Berechnungen bilden die Ausführungen von Schwarz^[10].

$$\tau_m \approx \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad \tau_{m,M} = \frac{R_{m,M}}{\sqrt{3}} \quad \tau_{m,B} = \frac{R_{m,B}}{\sqrt{3}}$$

Berechnung der Scherflächenanteilsfaktoren α_M , α_B

$$\alpha_B = \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} \quad \alpha_M = \frac{\tau_{m,B}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}}$$

Berechnung des gemeinsamen Abstreifdurchmessers d_τ

$$d_\tau = \sqrt{d_M^2 + \left(5 - \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}}\right) \cdot \frac{t}{a} \cdot \frac{d_M}{n}}$$

Berechnung der Abscherfläche A_τ von Mutter und Gewindestange

$$A_\tau = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 10 \text{ mm} \cdot 48 \text{ mm} = 1508 \text{ mm}^2$$

(4)

Berechnung der zulässigen (maximalen) Abscherkräfte $F_{\tau MB}$, $F_{\tau MM}$

$$F_{\tau MB} = A_\tau \cdot \tau_B = 1508 \text{ mm}^2 \cdot 11 \text{ N/mm}^2 = 16588 \text{ N}$$

$$F_{\tau MM} = A_\tau \cdot \tau_M = 1508 \text{ mm}^2 \cdot 46 \text{ N/mm}^2 = 69368 \text{ N}$$

()

$$F_{\tau B} = A_\tau \cdot \tau_B = 1508 \text{ mm}^2 \cdot 11 \text{ N/mm}^2 = 16588 \text{ N}$$

$$F_{\tau M} = A_\tau \cdot \tau_M = 1508 \text{ mm}^2 \cdot 46 \text{ N/mm}^2 = 69368 \text{ N}$$

()

Berechnung der vorhandenen Abscherspannungen

$$\tau_B^v = \frac{F_B}{A_\tau} = \frac{10000 \text{ N}}{1508 \text{ mm}^2} = 6.63 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_M^v = \frac{F_M}{A_\tau} = \frac{10000 \text{ N}}{1508 \text{ mm}^2} = 6.63 \text{ N/mm}^2$$

6a

()

6

(b)

Nachweis der Abstreifsicherheit v_M und v_B

$$v_B = \frac{\tau_B}{\tau_{Bv}} = \frac{5,9}{5,1} = 1,157$$

$$v_M = \frac{M}{\tau} = \frac{1,1}{1,2} = 0,917$$

a
(7)

(7b)

Die Schraubverbindung ist mit jeweils 11-facher Sicherheit gegen das Abstreifen der Gewinde des Flansches und der Gewindestange ausgelegt.

3.3 Nachweis der Abstreifsicherheit der Einschraubverbindung

Hydraulikzylinder - Flansch

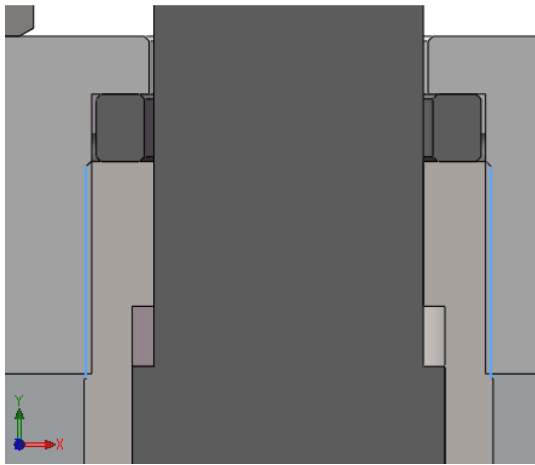


Abb. 3.3 Schraubverbindung
Hydraulikzylinder – Flansch

Gegeben:

Last

$$\tau_{or} = y \frac{m}{x} = \dots \quad (\quad 0$$

Hydraulikzylinder mit Außengewinde 3 5/16"-12 (Index B)

Nenn Durchmesser des Gewindes	$d = 3 \frac{5}{16}'' = 84,1375 \text{ mm}$
Steigung (Gewinde)	$P = 12 \text{ Umdr./inch} = 2,117 \text{ mm}$
Flankenwinkel	$\alpha = 60^\circ$
Flankendurchmesser	$d_2 = 82,763 \text{ mm}$
Einschraubtiefe	$m = 45 \text{ mm}$
Zugfestigkeit (hochfester Stahl)	$R_{m,M} = 1000 \text{ N/mm}^2$

Flansch mit Innengewinde 3 5/16"-12 (Index M)

Nenn Durchmesser des Gewindes	$D = 3 \frac{5}{16}'' = 84,1375 \text{ mm}$
Steigung (Gewinde)	$P = 12 \text{ Umdr./inch} = 2,117 \text{ mm}$
Flankenwinkel	$\alpha = 60^\circ$
Flankendurchmesser	$D_2 = 82,763 \text{ mm}$
Einschraubtiefe	$m = 45 \text{ mm}$
Zugfestigkeit (42CrMo4)	$R_{m,B} = 900 \text{ N/mm}^2$

Gesucht:

Abstreifsicherheit des Flanschgewindes v_M

Abstreifsicherheit des Außengewindes v_B

$\tau_{m,M}$; $\tau_{m,B}$; $\tau_{B,vor}$; $\tau_{M,vor}$; α_M ; α_B ;

Festlegung der zulässigen Scherfestigkeiten $\tau_{m,M}$ (Flansch) und $\tau_{m,B}$ (Außengewinde) basierend auf der Hypothese der Gestaltänderung nach von Mises aus der Zugfestigkeit R_m

$$\tau_m \approx \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (1)$$

$$\tau_{m,B} = \frac{R_m}{\sqrt{3}} = 31,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{m,M} = \frac{R_m}{\sqrt{3}} = 51,9 \text{ N/mm}^2$$

Berechnung der Scherflächenanteilsfaktoren α_M , α_B

$$\alpha_B = \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} = 0,6$$

$$\alpha_B = \frac{51,9}{51,9 + 31,3} = 0,62$$

$$\alpha_B = 0,62$$

$$\alpha_M = \frac{\tau_{m,B}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} = 0,3$$

$$\alpha_M = \frac{31,3}{51,9 + 31,3} = 0,38$$

$$\alpha_M = 0,38$$

Berechnung des gemeinsamen Absstreifdurchmessers d_τ

$$d_\tau = d_0 + \left(5 - \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}} \right) \cdot \frac{t}{\alpha} \quad (3)$$

$$d_\tau = 8,7 + \left(5 - \frac{51,9}{51,9 + 31,3} \right) \cdot \frac{1,3}{0,62} = 12,5 \text{ mm}$$

$$d_\tau = 12,5 \text{ mm}$$

Berechnung der Abscherflächen A_τ von Innen- und Außengewinde

$$A_\tau = \pi \cdot d_\tau \cdot l \quad (4)$$

$$A_\tau = \pi \cdot 12,5 \cdot 99 = 3927 \text{ mm}^2$$

$$A_\tau = 3927 \text{ mm}^2$$

3.4 Statistischer Festigkeitsnachweis der Gewindestange – Zugbeanspruchung

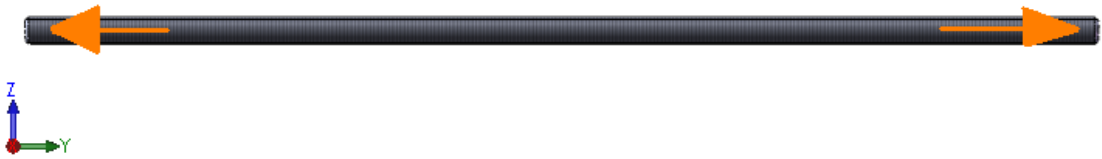


Abb. 3.4 Zugbelastung Gewindestange

Gegeben:

Zugkraft

$$\vec{F}_{\text{vor}} = \begin{pmatrix} F_y \\ m_x^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Gewindestange DIN 975-M20x800-10.9

Nenn Durchmesser des Gewindes

$$d = 20 \text{ mm}$$

Steigung (Gewinde)

$$P = 2,5 \text{ mm}$$

Spannungsquerschnitt

$$A_s = 244,79 \text{ mm}^2$$

Flankenwinkel

$$\alpha = 60^\circ$$

Flankendurchmesser

$$d_2 = 18,376 \text{ mm}$$

Streckgrenze (10.9)

$$R_{p0,2} = 900 \text{ N/mm}^2$$

Gesucht: Sicherheit gegen plastische Verformung v

Berechnung der zulässigen Zugkraft F_{zzul}

$$\begin{aligned} F_z &= R_{p0,2} \cdot A_s \\ F_{\text{zul}} &= 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 244,79 \text{ mm}^2 \\ F_{\text{zul}} &= 220311 \text{ N} \end{aligned} \quad (1)$$

Berechnung der Sicherheit gegen plastische Verformung v

$$\begin{aligned} v &= \frac{F_z}{F_{\text{zul}}} \\ v &= \frac{20300 \text{ N}}{220311 \text{ N}} \\ v &= 0,20 \end{aligned} \quad (2)$$

Es wurde für die Gewindestange eine 2,2-fache Sicherheit gegen plastische Verformung ermittelt.

3.5 Statistischer Festigkeitsnachweis des Jochs – Biegebeanspruchung

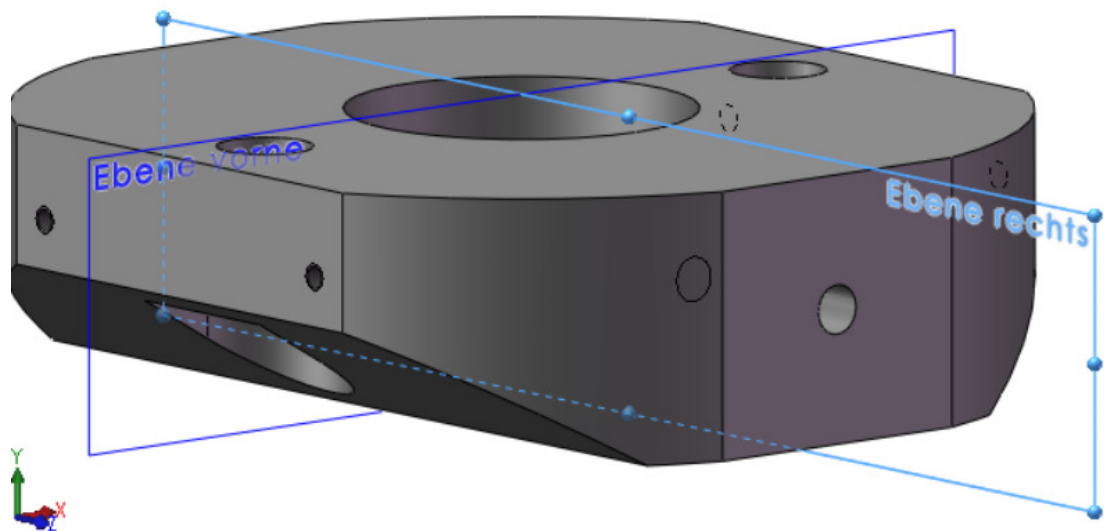


Abb. 3.5.1 Ebenen des Bauteils Joch

Gegeben:

Last

$$F_y = F_{y\max} = 200\,000\text{ N}$$

Joch

Werkstoff

16MnCr5

Elastizitätsmodul (Stahl)

$$E = 210\,000\text{ N/mm}^2$$

Streckgrenze

$$R_{p0,2} = 695\text{ N/mm}^2$$

Länge des Biegebalkens

$$l = 150\text{ mm}$$

Höhe des Bauteils

$$h = 60\text{ mm}$$

Gesucht:

Auflagerkräfte A_y , B_y

max. Biegemoment $M_{B\max}$

Flächenmoment 2. Grades I_{zz}

Axiales Widerstandsmoment W_b

Durchbiegung $\eta(x)$

zul. Biegespannung σ_{bzul}

vorhandene Biegespannung σ_{bvor}

Sicherheit gegen Versagen v

3.5.1 Bestimmung der Auflagerreaktionen

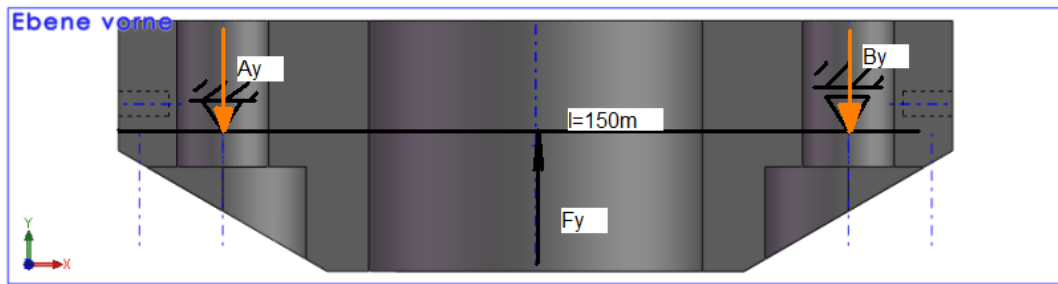


Abb. 3.5.2 Auflagerreaktionen

$$\begin{aligned}
 F_y &= 2 \quad 0 \\
 \sum_y &= 0 \quad -A_y + F_y - B_y = 0 & (1) \\
 \sum_x &= 0 \\
 \sum_A &= 0 \quad 0 = \frac{l}{2} \cdot F_y - l \cdot B_y \quad B_y = \frac{F_y}{2} = 1 \quad 0 \quad 0 \quad \text{N} & (2) \\
 \sum_B &= 0 \quad 0 = -\frac{l}{2} \cdot F_y + l \cdot A_y \quad A_y = \frac{F_y}{2} = 1 \quad 0 \quad 0 \quad \text{N} & (3) \\
 \sum_F &= 0 \quad 0 = \frac{l}{2} \cdot A_y - \frac{l}{2} \cdot B_y \quad A_y = B_y \quad 0 \quad 0 \quad 0 & (4)
 \end{aligned}$$

3.5.2 Stetige Bereiche, Biegemomente, DGLen der Biegelinie

Einteilung des Biegebalkens in stetige Bereiche

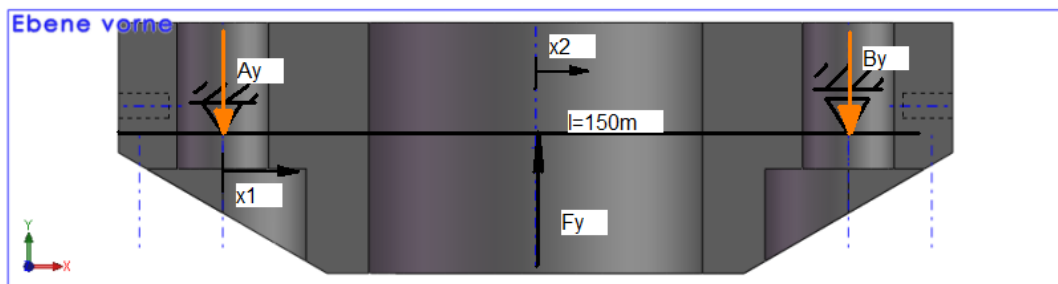


Abb. 3.5.3 Schnittreaktionen

Laufkoordinate $x_1 : 0 \leq x_1 \leq \frac{l}{2}$

$$M_{(x_1)} - x_1 \cdot A_y = 0$$

$$M_{(x_1)} = x_1 \cdot A_y$$

$$M_{(x_1=0)} = 0 \text{ m} \quad \cdot 1 \quad 0 \quad N = 0 \text{ N}$$

$$M_{(x_1=\frac{l}{2})} = 75 \text{ m} \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad N = 75 \text{ N}$$

al
ge
ich
ung
n
g

$$D_{\text{all}} \quad (5)$$

$$D_{\text{all}} \quad (5)$$

$$\frac{f}{f_0} = N \frac{v_i}{v_0} \quad (6)$$

$$r = \frac{1}{2} \frac{du}{dn} \quad (7)$$

Antibiotic

biogu

biogu

$$N = \frac{0N}{m}$$

$2 \cdot C_3 + C_4$

$$\dot{D} = \frac{1}{2} \frac{dD}{dt} \quad (8)$$

$$\dot{D} = \frac{1}{2} \frac{dD}{dt} \quad (8)$$

f
fN (o

$$c_1 + c_2 \frac{r_1}{r_2} \frac{u_1}{u_2} = 0 \quad (1)$$

inate x_3 über
verzichtet,
ungsweise d

inate x_3 über
verzichtet,
ungsweise d

Ermittlung der Integrationskonstanten aus den Rand- und Übergangsbedingungen

Die Neigung des Balkens für $x_1 = \frac{l}{2}$ ist Null.

$$\eta'(x_1 = \frac{l}{2}) = 0 \rightarrow \begin{matrix} E \\ i \\ n \\ s \\ t \\ z \\ e \\ n \end{matrix} \quad \begin{matrix} i \\ n \\ e \\ i \\ c \\ h \\ u \\ n \\ g \end{matrix} \quad (6)$$

$$E \cdot I \cdot 0 = -\frac{\left(\frac{l}{2}\right)^2}{2} \cdot A_y + c_1$$

$$\rightarrow \underline{c_1 = \frac{l^2}{8} \cdot A_y}$$

Die Durchbiegung des Balkens für $x_1 = 0$ ist Null.

$$\eta(x_1 = 0) = 0 \rightarrow \begin{matrix} E \\ i \\ n \\ s \\ t \\ z \\ e \\ n \end{matrix} \quad \begin{matrix} i \\ n \\ e \\ i \\ c \\ h \\ u \\ n \\ g \end{matrix} \quad (7)$$

$$E \cdot I \cdot 0 = -\frac{0^3}{6} \cdot A_y + 0 \cdot c_1 + c_2 = 0 \cdot A_y + 0 \cdot c_1 + c_2 = 0$$

$$\rightarrow \underline{c_2 = 0}$$

Die Neigung des Balkens für $\eta'(x_1 = \frac{l}{2}) = \eta'(x_2 = 0)$ ist gleich.

$$\eta'(x_1 = \frac{l}{2}) = \eta'(x_2 = 0) \rightarrow \begin{matrix} G \\ l \\ e \\ n \\ c \\ h \\ e \\ n \\ d \\ e \end{matrix} \quad \begin{matrix} e \\ n \\ d \\ e \\ r \\ e \\ i \\ c \\ h \\ u \\ n \\ g \end{matrix} \quad \begin{matrix} n \\ (6) \\ u \\ n \\ d \end{matrix} \quad (9)$$

$$E \cdot I \cdot \eta'\left(x_1 = \frac{l}{2}\right) = E \cdot I \cdot \eta'(x_2 = 0)$$

$$-\frac{\left(\frac{l}{2}\right)^2}{2} \cdot A_y + c_1 = -\left(\frac{l}{2} \cdot 0 + \frac{0^2}{2} \cdot e\right) A_y + \frac{0^2}{2} \cdot F_y + c_3$$

$$-\frac{l^2}{8} \cdot A_y + \frac{l^2}{8} \cdot A_y = 0 + c_3$$

$$\rightarrow \underline{c_3 = 0}$$

Die Durchbiegung des Balkens für $x_2 = 0 \Rightarrow \eta(x_1 = \frac{l}{2})$ ist gleich.

$$\begin{aligned} \eta(x_1 = \frac{l}{2}) &= \eta(x_2 = 0) \rightarrow \text{Gleichung (7) und (1)} \\ E \cdot I \cdot \eta(x_1 = \frac{l}{2}) &= E \cdot I \cdot \eta(x_2 = 0) \\ -\frac{x_1^3}{6} \cdot A_y + x_1 \cdot c_1 + c_2 &= -(\frac{l^3}{4} x_2^2 + \frac{x_2^3}{6}) A_y + \frac{x_2^3}{6} F_y + x_2 \cdot c_3 + c_4 \\ -\frac{(\frac{l}{2})^3}{6} \cdot A_y + \frac{l}{2} \cdot \frac{l^2}{8} \cdot A_y + 0 &= -(\frac{l}{4} \cdot 0^2 + \frac{0^3}{6}) A_y + 0^3 \cdot F_y + 0^2 \cdot 0 + c_4 \\ c_4 &= -\frac{l^3}{4} \cdot A_y + \frac{l^3}{6} \cdot A_y \\ \rightarrow c_4 &= \frac{\frac{l^3}{6} - \frac{l^3}{4}}{1} \cdot A_y \\ &= \frac{\frac{l^3}{12}}{1} \cdot A_y \end{aligned}$$

3.5.3 Aufstellen der Gleichung der Biegelinie

Integrationskonstanten aus Abschnitt 5.2:

$$c_1 = \frac{l^2}{8} \cdot A_y \quad c_2 = 0 \quad c_3 = 0 \quad c_4 = \frac{l^3}{12} \cdot A_y$$

Aufstellung der Gleichung der Biegelinie durch Einsetzen der Integrationskonstanten c_1 und c_2 in Gleichung (7)

$$\begin{aligned} E \cdot I \cdot \eta(x_1 = \frac{l}{2}) &= -\frac{x_1^3}{6} \cdot A_y + x_1 \cdot c_1 + c_2 = -\frac{(\frac{l}{2})^3}{6} \cdot A_y + \frac{l}{2} \cdot \frac{l^2}{8} \cdot A_y + 0 \\ E \cdot I \cdot \eta(x_1 = \frac{l}{2}) &= (-\frac{l^3}{4} + \frac{l^3}{6}) A_y = \frac{l^3}{12} \cdot A_y \\ A_y &= \frac{F_y}{2} \quad \text{a.u. (3)} \\ E \cdot I \cdot \eta(x_1 = \frac{l}{2}) &= \frac{l^3}{12} \cdot F_y \end{aligned}$$

Allgemeine Form der Differentialgleichung der Biegelinie

$$\frac{E \cdot I \cdot \eta(x)}{8} = \frac{l^3}{4} \cdot F_y \quad (1)$$

Durch Umstellung der Gleichung (12) erhält man die Gleichung zur Berechnung der Durchbiegung

$$\eta(x) = \frac{F_y \cdot l^3}{4 \cdot E \cdot I} \quad (2)$$

Überprüfung des Ergebnisses Gleichung der Biegelinie durch Einsetzen der Integrationskonstanten c_3 und c_4 in Gleichung (10)

$$E \cdot I \cdot \eta(x_2 = 0) = -\left(\frac{l}{4} \cdot x_2^2 + \frac{x_2^3}{6}\right) A_y + \frac{x_2^3}{6} \cdot F_y + x_2 \cdot c_3 + c_4$$

$$E \cdot I \cdot \eta(x_2 = 0) = -\left(\frac{l}{4} \cdot 0 + \frac{0^3}{6}\right) A_y + \frac{0^3}{6} \cdot F_y + 0 \cdot 0 + \frac{l^3}{2} \cdot A_y = \frac{l^3}{2} \cdot A_y$$

$$A_y = \frac{F_y}{2} \quad (3)$$

$$E \cdot I \cdot \eta(x_2 = 0) = \frac{l^3 \cdot F_y}{4}$$

$$\frac{E \cdot I \cdot \eta(x)}{4} = \frac{l^3}{4} \cdot F_y \quad (1)$$

$$\eta(x) = \frac{F_y \cdot l^3}{4 \cdot E \cdot I} \quad (2)$$

3.5.4. Berechnung der Durchbiegung, Biegespannungen und Sicherheit

Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Walzstahl/ Einsatzstahl (16MnCr5)

$$K_t = 1 - 0,4 \cdot \sqrt{\frac{h}{b}} = 1 - 0,4 \cdot \sqrt{\frac{6 \text{ m}}{1 \text{ m}}} = 0,6$$

Berechnung der zulässigen Biegespannung σ_{bzul}

$$\sigma_{bzul} = 1,2 \cdot K_t \cdot R_{p0,2} = 1,2 \cdot 0,6 \cdot 690 \frac{N}{m^2} = 500 \frac{N}{m^2}$$

Berechnung des axialen Flächenmomentes 2. Grades I_{zz}

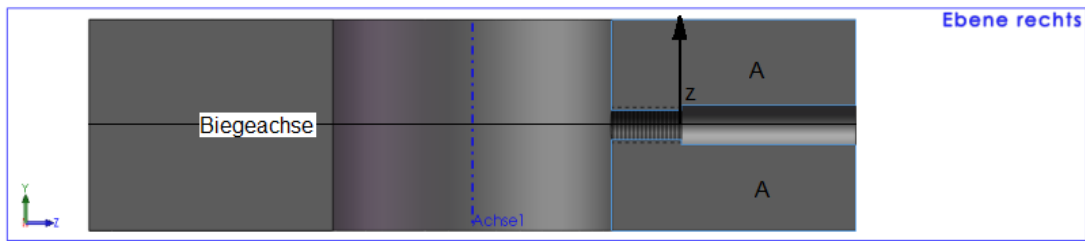


Abb. 3.5.4 Biegequerschnitte

$$I_{zz} = \left(\frac{b \cdot h^3}{12} + y_s^2 \cdot A \right) \cdot 2 \quad A = b \cdot h$$

$$I_{zz} = \left(\frac{b \cdot h^3}{12} + y_s^2 \cdot b \cdot h \right) \cdot 2$$

$$I_{zz} = \left(\frac{\left(\frac{7}{10} \text{ m} \right) \cdot \left(\frac{2}{5} \text{ m} \right)^3}{12} + \left(\frac{1}{7} \text{ m} \right)^2 \cdot \left(\frac{7}{10} \text{ m} \right) \cdot \left(\frac{2}{5} \text{ m} \right) \right) \cdot 2$$

$$I_{zz} = \frac{12}{5} \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{6} \text{ m}^4$$

Ermittlung der maximalen Durchbiegung bei Last $F_{y\max}$ durch Einsetzen in (12)

$$\eta(x = \frac{7}{5} \text{ m}) = \frac{F_y \cdot l^3}{4 \cdot E \cdot I_{zz}} = \frac{2000 \text{ N} \cdot \left(\frac{1}{5} \text{ m} \right)^3}{4 \cdot 20000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{12}{5} \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{6} \text{ m}^4}$$

$$\eta(x = \frac{7}{5} \text{ m}) = \frac{8}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{0} \text{ m} = \frac{8}{15} \text{ m}$$

Berechnung des axialen Widerstandsmomentes W_b

Maximaler Randfaserabstand $z = y_s = h/2 = 30 \text{ mm}$

$$W_b = \frac{I_{zz}}{z} = \frac{\frac{12}{5} \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{6} \text{ m}^4}{\frac{1}{10} \text{ m}} = \frac{4}{1} \cdot \frac{8}{5} \cdot \frac{1}{5} \text{ m}^3$$

Berechnung der vorhandenen Biegespannung $\sigma_{b\text{vor}}$

$$\sigma_{b\text{vor}} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{75 \text{ N}}{\frac{4}{1} \cdot \frac{8}{5} \cdot \frac{1}{5} \text{ m}^3} \cdot \frac{10}{0} \text{ m}$$

$$\sigma_{b\text{vor}} = \frac{1}{7} \cdot \frac{4}{0} \cdot \frac{1}{5} \text{ m} = \frac{4}{9} \text{ m}$$

Ermittlung der Sicherheit

$$v = \frac{\sigma_b}{\sigma_{b\text{vor}}} = \frac{\frac{5}{1} \cdot \frac{1}{4} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\frac{4}{7} \cdot \frac{1}{0} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$v = \frac{3,2}{4} = 0,8$$

Die Sicherheit gegen das Versagen des Bauteils beträgt 3,24.

3.6 Statischer Festigkeitsnachweis des Flansches – Biegebeanspruchung

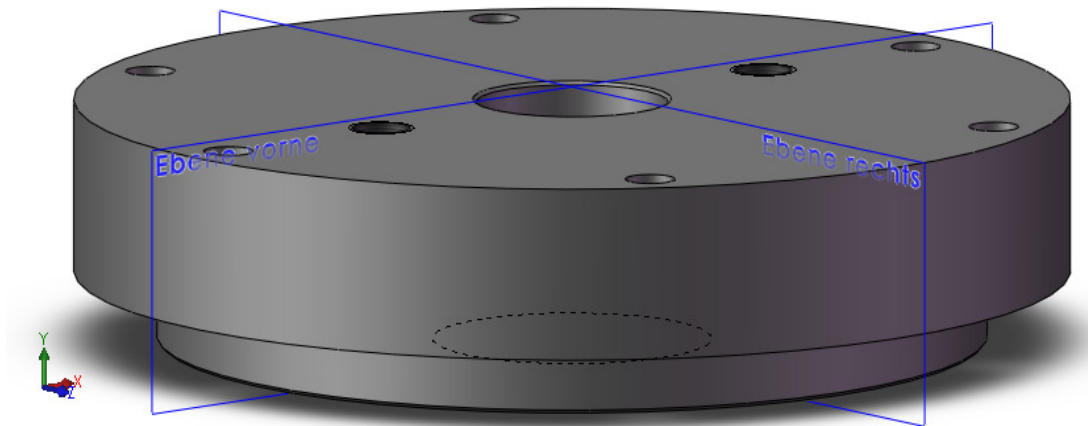


Abb. 3.6.1 Ebenen des Bauteils Flansch

Gegeben:

Last

$$F_y = F_{y\max} = 200\,000\text{ N}$$

Flansch

Werkstoff

42CrMo4

Elastizitätsmodul (Stahl)

$$E = 210\,000\text{ N/mm}^2$$

Streckgrenze (Vergütet)

$$R_{p0,2} = 900\text{ N/mm}^2$$

Länge des Biegebalkens

$$l = 150\text{ mm}$$

Höhe des Bauteils

$$h = 70\text{ mm}$$

Ges.:

Auflagerkräfte A_y , B_y

max. Biegemoment $M_{B\max}$

Flächenmoment 2. Grades I_{zz}

Axiales Widerstandsmoment W_b

Durchbiegung $\eta(x)$

zul. Biegespannung σ_{bzul}

vorhandene Biegespannung σ_{bvor}

Sicherheit gegen Versagen v

3.6.1 Bestimmung der Auflagerreaktionen

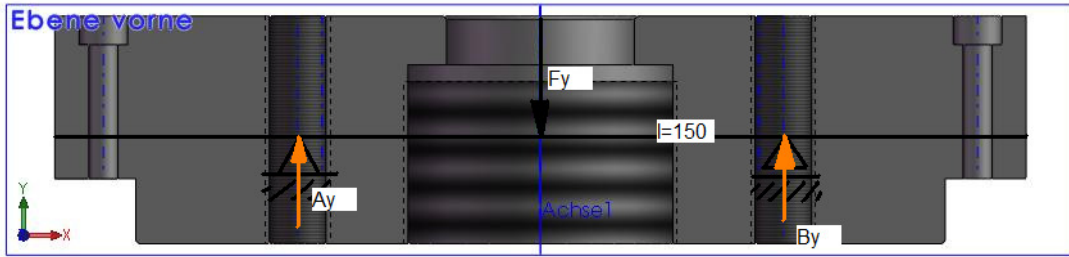


Abb. 3.6.2 Auflagerreaktionen

$$\begin{aligned}
F_y &= \frac{0}{A} \quad (1) \\
F_x &= \frac{0}{A} \quad (2) \\
M_A &= \frac{0}{A} \quad (3) \\
M_B &= \frac{0}{A} \quad (4)
\end{aligned}$$

3.6.2 Stetige Bereiche, Biegemomente, DGLen der Biegelinie

Einteilung des Biegebalkens in stetigeⁱ Bereiche

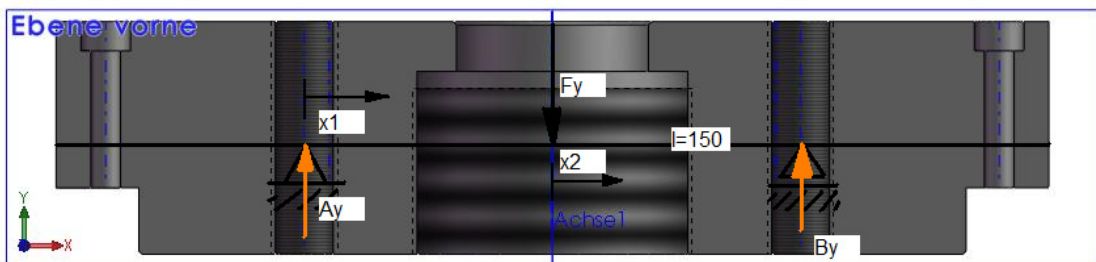


Abb. 3.6.3 Schnittreaktionen

Laufkoordinate $1 \leq i \leq n$

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \begin{matrix} M \\ x \end{matrix} = \begin{matrix} 1 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} x \\ y \end{matrix} \begin{matrix} A \\ 0 \end{matrix} \\ & \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \begin{matrix} M \\ x \end{matrix} = \begin{matrix} 0 \\ 1 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ N \end{matrix} \\ & \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \begin{matrix} M \\ x \end{matrix} = \begin{matrix} 0 \\ 1 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ N \end{matrix} \\ & \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \end{pmatrix} \begin{matrix} M \\ x \end{matrix} = \begin{matrix} 0 \\ 1 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ N \end{matrix} \end{aligned}$$

Aufstellen der Differentialgleichungen für die Laufkoordinate x_1 :

$$\begin{aligned}
 E \cdot \eta(l_1) \ddot{x} &= - \frac{x}{(1)} A \\
 E \cdot \eta(l_1) \ddot{x} &= + \frac{1}{2} x y A \\
 E \cdot \eta(l_1) &= - \frac{2}{x} x y A \\
 E \cdot \eta(l_1) &= - \frac{1}{x} y + \frac{1}{x} c_1 c_2
 \end{aligned}$$

Laufkoordinate x_2 : $0 \leq x_2 \leq A$

$$\begin{aligned}
 M_x &= F y - \frac{1}{2} (x^2 + A^2) x y = \\
 M_x &= \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{x} \right) y - \frac{1}{2} x y \\
 M_x &= 7 \text{ m} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0 \text{ m} = 7 \text{ m} \\
 M_x &= 15 \text{ m} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0 \text{ m} = 15 \text{ m} \\
 \left(\frac{2}{2} \right) &= 5 \text{ m} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0 \text{ m} = 5 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Aufstellen der Differentialgleichungen für die Laufkoordinate x_2 :

$$\begin{aligned}
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \frac{1}{2} (x^2 + A^2) x y + \frac{2}{x} F y x \\
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{x} \right) x y + \frac{2}{x} F y x \\
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{x} \right) x y + \frac{2}{x} F y x \\
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{x} \right) x y + \frac{2}{x} F y x
 \end{aligned}$$

Hinweis:

Auf die Einführung einer dritten Laufkoordinate x_3 über die Balkenlänge ausgehend von der Auflagerkraft B_y wird verzichtet, da dieser Bereich aufgrund des mittigen Lastangriffs (bei $l/2$) beziehungsweise der vorherrschenden Symmetrie identisch zum Bereich x_1 ist.

Ermittlung der Integrationskonstanten aus den Rand- und Übergangsbedingungen

Die Neigung des Balkens für $x = 0$ ist Null.

$$\eta'(x=0) = 0 \rightarrow \frac{E}{2} \cdot \left(-\frac{1}{2} \right) + c_1 = 0$$

$$\rightarrow c_1 = \frac{E}{8}$$

Die Durchbiegung des Balkens für $x = 0$ ist Null.

$$\eta(x=0) = 0 \rightarrow \frac{E}{6} \cdot \left(-\frac{1}{6} \right) + c_1 + c_2 = 0$$

$$\rightarrow c_2 = \frac{E}{36}$$

Die Neigung des Balkens für $x = 0$ ist gleich.

$$\eta'(x=0) = \eta'(x=L) \rightarrow \frac{E}{2} \cdot \left(-\frac{1}{2} \right) + c_1 = \frac{E}{2} \cdot \left(-\frac{1}{2} \right) + c_1 + c_2 \cdot L$$

$$\rightarrow c_2 = 0$$

x 0 x

Die Durchbiegung des Balkens für $(x_2 = 0) = \eta(x_1 = 0)$ ist gleich.

$$\eta(x_1 = 0) = \eta(x_2 = 0) \rightarrow \frac{1}{6} E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} E \cdot \eta''''(x_2 = 0)$$

$$-\frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = -\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y\right) + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$-\frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = -\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y\right) + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$c_4 = -\frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$\rightarrow c_4 = -\frac{3}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

3.6.3 Aufstellen der Gleichung der Biegelinie

Integrationskonstanten aus Abschnitt 6.2:

$$c_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y \quad c_2 = \frac{3}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y \quad c_4 = \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

Aufstellung der Gleichung der Biegelinie durch Einsetzen der Integrationskonstanten c_1 und c_2 in Gleichung (7)

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{2}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{2}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{2}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{2}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

Allgemeine Form der Differentialgleichung der Biegelinie

$$E \cdot I \cdot \eta''''(x) = -\frac{F_y}{4} \quad (1)$$

Durch Umstellung der Gleichung (12) erhält man die Gleichung zur Berechnung der Durchbiegung

$$\eta(x) = \frac{F_y}{8} \cdot x^4 \quad (2)$$

Überprüfung des Ergebnisses Gleichung der Biegelinie durch Einsetzen der Integrationskonstanten c_3 und c_4 in Gleichung (11)

$$E \cdot I \cdot \eta''''(x) = -\left(\frac{F_y}{4} + \frac{c_3}{6} + \frac{c_4}{6}\right) = -\frac{F_y}{4} + \frac{c_3}{6} + \frac{c_4}{6}$$

$$E \cdot I \cdot \eta''''(x) = -\left(\frac{F_y}{4} + \frac{c_3}{6} + \frac{c_4}{6}\right) = -\frac{F_y}{4} + \frac{c_3}{6} + \frac{c_4}{6}$$

$$E \cdot I \cdot \eta''''(x) = -\frac{F_y}{4}$$

$$E \cdot I \cdot \eta''''(x) = -\frac{F_y}{4} \quad (1)$$

$$\eta(x) = \frac{F_y}{8} \cdot x^4 \quad (2)$$

3.6.4. Berechnung der Biegespannungen und Sicherheit

Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Walzstahl/ Vergütungsstahl

$$K_t = 1 + \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{d}{r} \right)^{0,7} = 1 + \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{d}{r} \right)^{0,7} \quad \text{a)}$$

Berechnung der zulässigen Biegespannung σ_{bzul}

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{Bz}}{K_t} = \frac{\sigma_{Bz}}{1 + \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{d}{r} \right)^{0,7}} \quad (1)$$

Berechnung der gemeinsamen Schwerpunktlage zusammengesetzter Flächen

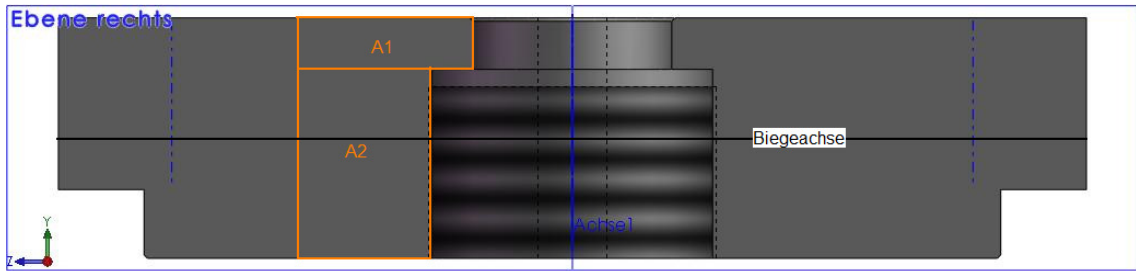


Abb. 3.6.4 Biegequerschnitte

$$y_s = \frac{\sum A_i \cdot y_{s_i}}{\sum A_i}$$

$$y_s = \frac{y_{s1} \cdot A_1 + y_{s2} \cdot A_2}{A_1 + A_2}$$

$$y_s = \frac{5 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}^2 + 9 \text{ m} \cdot 2 \text{ m}^2}{2 \text{ m}^2 + 2 \text{ m}^2} = \frac{10 \text{ m}^3 + 18 \text{ m}^3}{4 \text{ m}^2} = \frac{28 \text{ m}^3}{4 \text{ m}^2} = 7 \text{ m}$$

Berechnung des axialen Flächenmomentes 2. Grades I_{zz}

$$I_{zz} = \sum \left(\frac{b_i \cdot h_i^3}{12} + y_{s_i}^2 \cdot b_i \cdot h_i \right)$$

$$I_{zz} = \left(\frac{24 \text{ m}^6}{12} + 15 \text{ m}^4 \right) + \left(\frac{24 \text{ m}^6}{12} + 15 \text{ m}^4 \right) + \left(\frac{24 \text{ m}^6}{12} + 15 \text{ m}^4 \right) + \left(\frac{24 \text{ m}^6}{12} + 15 \text{ m}^4 \right)$$

$$I_{zz} = 4 \cdot \left(\frac{24 \text{ m}^6}{12} + 15 \text{ m}^4 \right) = 4 \cdot (2 \text{ m}^6 + 15 \text{ m}^4) = 4 \cdot 17 \text{ m}^6 = 68 \text{ m}^6$$

Ermittlung der maximalen Durchbiegung bei Last $F_{y_{\max}}$ durch Einsetzen in (12)

$$\eta(x) = \frac{F_{y_{\max}} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{zz}} \cdot \left(\frac{x^2}{l^2} - \frac{x}{l} \right)$$

$$\eta\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{F_{y_{\max}} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_{zz}} \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{2} \right) = -\frac{F_{y_{\max}} \cdot l^3}{96 \cdot E \cdot I_{zz}}$$

Maximaler Randfaserabstand $z = y_s = 37,16 \text{ mm}$

Berechnung des axialen Widerstandsmomentes W_b

$$W_b = \frac{I_{zz}}{z} = \frac{68 \text{ m}^6}{37,16 \text{ mm}} = 1830 \text{ m}^5$$

Berechnung der vorhandenen Biegespannung σ_{bvor}

$$\sigma_{bvor} = \frac{W_b}{W_{b2}} = \frac{1,61 \text{ Nm}}{2,61 \text{ Nm}} = 0,61 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{bvor} = \frac{2}{5,7} \text{ Nm}$$

Ermittlung der Sicherheit

$$v = \frac{\sigma_{bzul}}{\sigma_{bvor}} = \frac{1,61 \text{ Nm}}{0,61 \text{ Nm}} = 2,64$$

$$v = 3,1$$

Die Sicherheit gegen das Versagen des Bauteils beträgt 3,1.

3.6 Statischer Festigkeitsnachweis des Flansches – Biegebeanspruchung

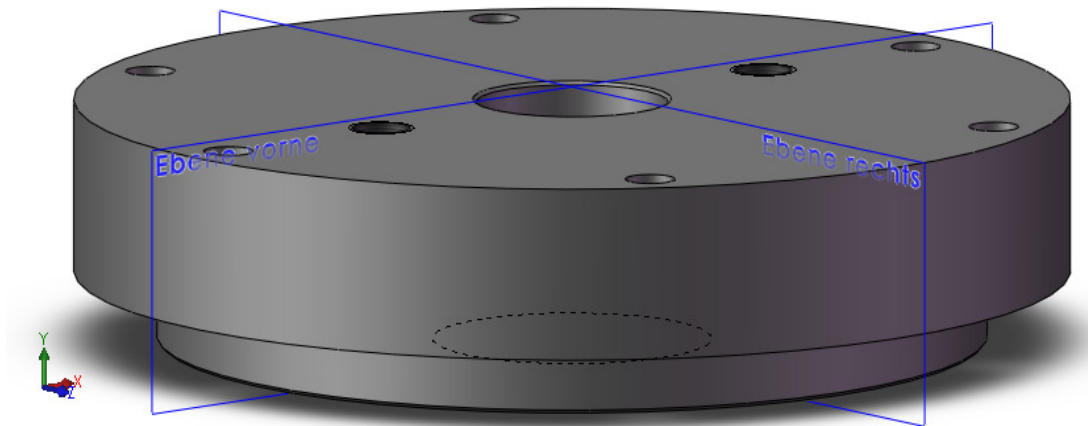


Abb. 3.6.1 Ebenen des Bauteils Flansch

Gegeben:

Last

$$F_y = F_{y\max} = 200\,000\text{ N}$$

Flansch

Werkstoff

42CrMo4

Elastizitätsmodul (Stahl)

$$E = 210\,000\text{ N/mm}^2$$

Streckgrenze (Vergütet)

$$R_{p0,2} = 900\text{ N/mm}^2$$

Länge des Biegebalkens

$$l = 150\text{ mm}$$

Höhe des Bauteils

$$h = 70\text{ mm}$$

Ges.:

Auflagerkräfte A_y , B_y

max. Biegemoment $M_{B\max}$

Flächenmoment 2. Grades I_{zz}

Axiales Widerstandsmoment W_b

Durchbiegung $\eta(x)$

zul. Biegespannung σ_{bzul}

vorhandene Biegespannung σ_{bvor}

Sicherheit gegen Versagen v

3.6.1 Bestimmung der Auflagerreaktionen

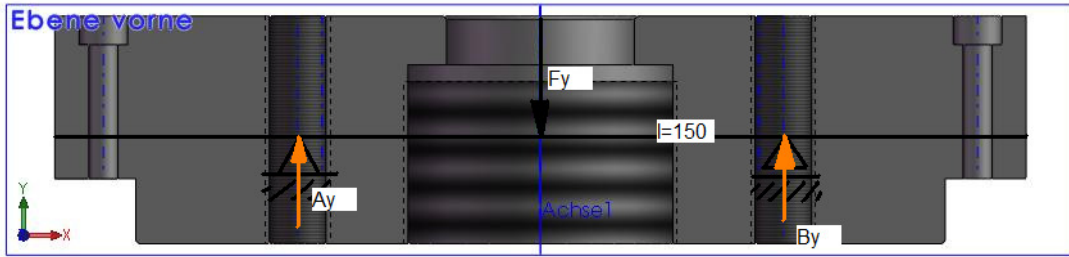


Abb. 3.6.2 Auflagerreaktionen

$$F_y = \frac{0}{A} - \frac{B_y}{A^2} = 1 \quad (1)$$

3.6.2 Stetige Bereiche, Biegemomente, DGLen der Biegelinie

Einteilung des Biegebalkens in stetige Bereiche

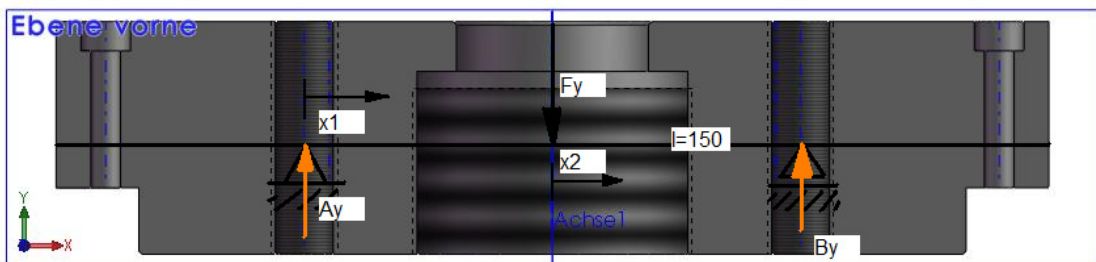


Abb. 3.6.3 Schnittreaktionen

Laufkoordinate $1 \leq i \leq n$

$$\begin{aligned} & \overset{\text{M}}{(1)} - 1 \cdot x_y = A \\ & \overset{\text{M}}{(1)} - 1 \cdot y = 0 \quad 0 \quad 0 \\ & \overset{\text{M}}{(1)} = m \cdot 1 \quad 0 \quad 0 \quad N \\ & \overset{\text{M}}{(1)} = 7m \cdot 1 \quad 0 \quad 0 = \frac{N}{7} \\ & \left(\frac{1-m}{2} \right) = 5m \quad 0 \quad 0 = \frac{N}{5} \end{aligned}$$

Aufstellen der Differentialgleichungen für die Laufkoordinate x_1 :

$$\begin{aligned}
 E \cdot \eta(l_1) \ddot{x} &= - \frac{x}{(1)} A \\
 E \cdot \eta(l_1) \ddot{x} &= + \frac{1}{2} x y A \\
 E \cdot \eta(l_1) &= - \frac{2}{x} x y A^2 x \\
 E \cdot \eta(l_1) &= - \frac{1}{x} y + \frac{1}{x} c_1 c_2
 \end{aligned}$$

Laufkoordinate x_2 : $0 \leq x_2 \leq A$

$$\begin{aligned}
 M_x &= F y - (A^2) x^2 = \\
 M_x &= (A^2) y - 2 x^2 F y \\
 M_x &= 7 m \cdot 1 \cdot 0 \cdot 0 = 7 m \cdot 0 \cdot 0 \\
 \left(\frac{x}{2} \right) &= 5 m \cdot 1 \cdot 0 \cdot 0 = 5 m \cdot 0 \cdot 0
 \end{aligned}$$

Aufstellen der Differentialgleichungen für die Laufkoordinate x_2 :

$$\begin{aligned}
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \frac{1}{2} x A x \\
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \frac{1}{2} (A + 2 x) x + \frac{2}{A} F y x \\
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{x^2} \right) x y + \frac{2}{A^2} F x y A^2 x \\
 E \cdot \eta(l_2) \ddot{x} &= - \left(\frac{2}{x} + \frac{2}{x} \right) y + \frac{2}{A} F y + \frac{2}{A} c_1 c_2
 \end{aligned}$$

Hinweis:

Auf die Einführung einer dritten Laufkoordinate x_3 über die Balkenlänge ausgehend von der Auflagerkraft B_y wird verzichtet, da dieser Bereich aufgrund des mittigen Lastangriffs (bei $l/2$) beziehungsweise der vorherrschenden Symmetrie identisch zum Bereich x_1 ist.

Ermittlung der Integrationskonstanten aus den Rand- und Übergangsbedingungen

Die Neigung des Balkens für $x = 0$ ist Null.

$$\eta'(x=0) = 0 \rightarrow \frac{E}{2} \cdot \left(-\frac{1}{2} \right) + c_1 = 0$$

$$\rightarrow c_1 = \frac{E}{8}$$

Die Durchbiegung des Balkens für $x = 0$ ist Null.

$$\eta(x=0) = 0 \rightarrow \frac{E}{6} \cdot \left(-\frac{1}{6} \right) + c_1 + c_2 = 0$$

$$\rightarrow c_2 = \frac{E}{36}$$

Die Neigung des Balkens für $x = 0$ ist gleich.

$$\eta'(x=0) = \eta'(x=l) \rightarrow \frac{E}{2} \cdot \left(-\frac{1}{2} \right) + c_1 = \frac{E}{2} \cdot \left(-\frac{1}{2} \right) + c_1 + c_2$$

$$\rightarrow c_2 = 0$$

x 0 x

Die Durchbiegung des Balkens für $(x_2 = 0) = \eta(x_1 = 0)$ ist gleich.

$$\eta(x_1 = 0) = \eta(x_2 = 0) \rightarrow \frac{1}{6} E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} E \cdot \eta''''(x_2 = 0)$$

$$-\frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = -\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y\right) + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$-\frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y = -\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y\right) + \frac{2}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$c_4 = -\frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$\rightarrow c_4 = -\frac{3}{3} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

3.6.3 Aufstellen der Gleichung der Biegelinie

Integrationskonstanten aus Abschnitt 6.2:

$$c_1 = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y \quad c_2 = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y \quad c_4 = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

Aufstellung der Gleichung der Biegelinie durch Einsetzen der Integrationskonstanten c_1 und c_2 in Gleichung (7)

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

$$E \cdot \eta''''(x_1 = 0) = \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y + \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y - \frac{1}{6} \cdot \frac{F}{A} \cdot y$$

Allgemeine Form der Differentialgleichung der Biegelinie

$$\frac{E_{\cdot} \cdot \eta(\cdot)}{8} = 4F_y \quad (1)$$

Durch Umstellung der Gleichung (12) erhält man die Gleichung zur Berechnung der Durchbiegung

$$\eta(\frac{1}{2}) = \frac{4}{8} \frac{E}{y} \quad (1)$$

Überprüfung des Ergebnisses Gleichung der Biegelinie durch Einsetzen der Integrationskonstanten c_3 und c_4 in Gleichung (11)

$$E_{\eta}(\eta_2) = -\left(4 \cdot \frac{2}{3} + \frac{2}{3}\right) y + \frac{2}{3} F y + \frac{2}{3} C y + \frac{3}{3} A y$$

$$E_{\eta} = \frac{F_y}{4}$$

$$E_{\cdot \cdot} \cdot \eta(\cdot) = \frac{1}{4} F_y \quad (1)$$

$$\eta(\frac{y}{E}) = \frac{1}{8} \left(\frac{y}{E} \right)^2$$

3.6.4. Berechnung der Biegespannungen und Sicherheit

Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Walzstahl/ Vergütungsstahl

$$\begin{array}{r} (42\text{CrMo4})_0, \quad \begin{pmatrix} 1 & 0 & 6 \\ 9 & 1 & m \\ m & m & m \end{pmatrix} = 1 - \frac{4}{1} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 6 \\ 9 & 1 & m \\ m & m & m \end{pmatrix} \quad \begin{matrix} 0, \\ 3 \\ -1 \end{matrix} \quad a] \\ \hline \frac{t}{7} \end{array}$$

Berechnung der zulässigen Biegespannung σ_{bzul}

$$\begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$y_s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{s,i}$$
$$\begin{aligned} \frac{z}{z} &= \frac{b_1 \cdot h_1}{1} + \frac{y_1 \cdot b_1 \cdot h_1}{3} + \frac{b_2 \cdot h_2}{3} + \frac{y_2 \cdot b_2 \cdot h_2}{3} \\ &= \left(\frac{24}{3} \frac{m}{m} \right) \cdot \left(\frac{1}{15} \frac{m}{m} \right) + \left(\frac{2}{5} \frac{m}{m} \right) \cdot \left(\frac{4}{3} \frac{m}{m} \right) \cdot \left(\frac{1}{5} \frac{m}{m} \right) + \\ &\quad \left(\frac{2}{2} \frac{m}{m} \right) \cdot \left(\frac{5}{0} \frac{m}{m} \right) + \left(\frac{6}{m} \right) \cdot \left(\frac{m}{2} \right) \cdot \left(\frac{5}{5} \frac{m}{m} \right) + \\ &= \frac{1}{8} \frac{2}{5} \frac{6}{6} \frac{m}{m}^4 \end{aligned}$$
$$\eta\left(\frac{7}{5}m\right) = 4 \frac{6}{5}m$$

Berechnung des axialen Widerstandsmomentes W_b

$$t = \frac{z}{z} = \frac{1}{8} \frac{5^3}{1} \frac{6}{m} = 2 \frac{9}{9} \frac{0}{m} \frac{3}{m}$$

Berechnung der vorhandenen Biegespannung σ_{bvor}

$$\sigma_{bvor} = \frac{W_b}{I_b} = \frac{1,61 \text{ Nm}}{2,9 \text{ m}^4} = 0,555 \text{ N/mm}^2$$

Ermittlung der Sicherheit

$$v = \frac{\sigma_{bzul}}{\sigma_{bvor}} = \frac{1,61 \text{ Nm}}{0,555 \text{ N/mm}^2} = 3,02$$

Die Sicherheit gegen das Versagen des Bauteils beträgt 3,1.

3.7 Überprüfung der Einhaltung der zulässigen Flächenpressung zwischen Joch und Flanschmutter

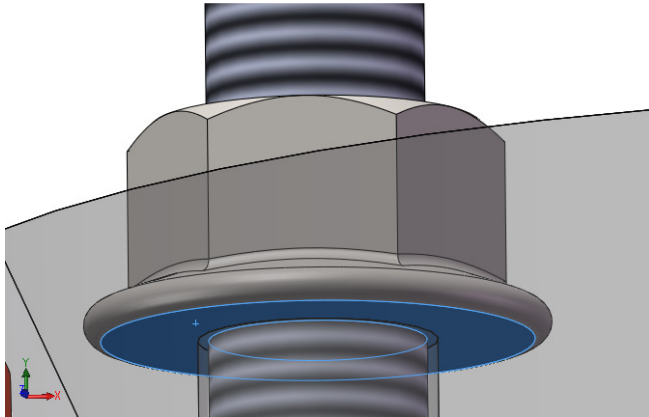


Abb. 3.7 Flächenpressung
Flanschmutter - Joch

Gegeben:

Betriebskraft

Flanschmutter DIN EN 1661-M20-10 (Index M)

Zugfestigkeit (10.9)

Grenzflächenpressung Mutter

Nenn Durchmesser des Gewindes

Durchmesser der Kopfauftragfläche

$$F_D = \frac{F_y}{a^2} = \begin{matrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix} \begin{matrix} \\ \\ N \end{matrix}$$

$$R_m = 1\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{G,M} = 900 \text{ N/mm}^2$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$d_w = 39,9 \text{ mm}$$

Joch

Durchgangsloch nach DIN für M20

Grenzflächenpressung 16MnCr5 [1]

$$d_h = 22 \text{ mm}$$

$$p_G = 900 \text{ N/mm}^2$$

Gesucht:

Berührungsfläche der Verbindung

Sicherheit gegen Setzen der durch

Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p$$

$$v$$

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) \quad (1)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} ((3,9 \text{ m})^2 - (2 \text{ m})^2)$$

$$A_p = \frac{8,2 \text{ m}^2}{4}$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$

$$p = \frac{100 \text{ N}}{12,2 \text{ m}^2}$$

$$p = \frac{8,2 \text{ m}^2}{4}$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der durch Betriebskraft verspannten Teile

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$

$$v = \frac{9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{10,9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$v = \frac{1,8}{3}$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der verspannten Teile beträgt 7,83.

3.8 Statische Festigkeitsnachweise an der Verbindung Joch – Druckstück

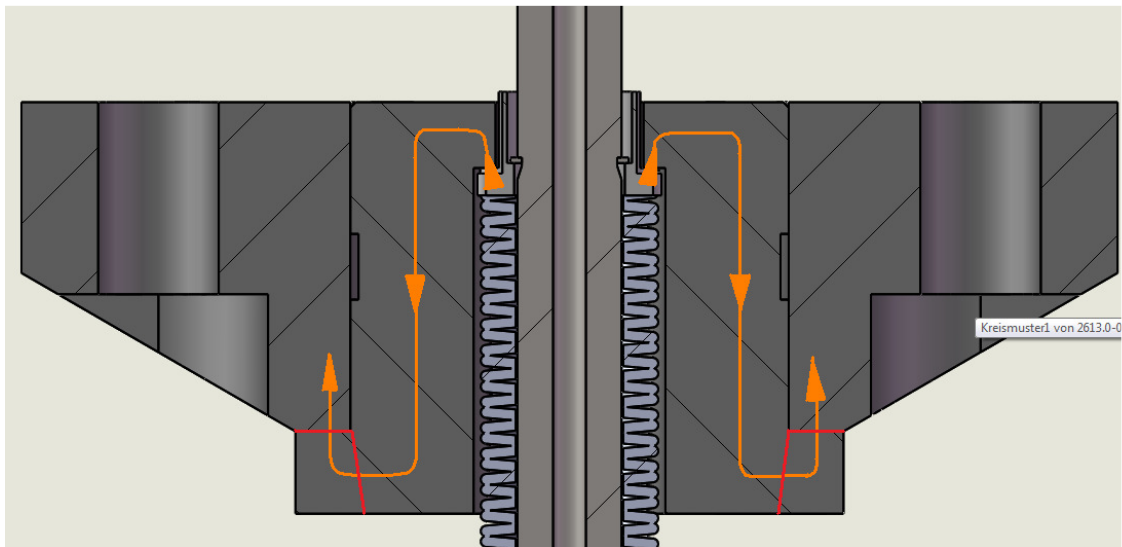


Abb. 3.8 Beanspruchungen des Druckstückes

Um einen einfachen Wechsel des Druckstückes zu gewährleisten, wurde die Passung zum Joch mit einer Spielpassung bedacht. Damit werden die Betriebskräfte nicht über den Reibschluss, sondern über die Schulter des Druckstückes auf das Joch Übertragung. Daher ist das Druckstück auf Einhaltung der zulässigen Flächenpressung und Abscherung zu überprüfen.

3.8.1 Nachweis der Sicherheit gegen Abscherung

Gegeben:

Betriebskraft

Druckstück

Werkstoff

Streckgrenze

Zugfestigkeit

Abscherdurchmesser

Höhe der Schulter

$$F_D = \begin{matrix} F_y \\ m \\ a^2 \\ x \end{matrix} = \begin{matrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{matrix} \text{ N}$$

16MnCr5

$R_{p0,2} = 695 \text{ N/mm}^2$

$R_m = 1\,000 \text{ N/mm}^2$

$d_\tau = 100 \text{ mm}$

$h = 15 \text{ mm}$

Gesucht:

Sicherheit gegen Abscherung des Jochs

v

Berechnung der zulässigen Scherspannung τ_m

$$\tau_m = \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (1)$$

$$\tau_m = \frac{1}{0,3} \frac{\frac{N}{m^2}}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_m = \frac{0,3}{7,5} \frac{N}{m^2}$$

Berechnung der Scherfläche A_τ

$$A_\tau = \pi \cdot d_\tau \cdot h \quad (2)$$

$$A_\tau = \pi \cdot 8 \text{ m} \cdot 1 \text{ m}$$

$$A_\tau = 3,14 \cdot 8 \text{ m} \cdot 1 \text{ m}$$

$$A_\tau = 25,12 \text{ m}^2$$

Berechnung der vorhandenen Scherspannung τ_m

$$\tau_{vor} = \frac{F_\tau}{A_\tau} \quad (3)$$

$$\tau_{vor} = \frac{200 \text{ N}}{25,12 \text{ m}^2}$$

$$\tau_{vor} = 7,96 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{vor} = 7,96 \frac{N}{m^2}$$

Sicherheit gegen Setzen der durch Betriebskraft verspannten Teile v

$$v = \frac{\tau_m}{\tau_{vor}} \quad (4)$$

$$v = \frac{0,3}{7,96} \frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{N}{m^2}}$$

$$v = 0,0376$$

Die Sicherheit gegen das Abscheren des Bauteils beträgt 0,0376.

3.8.2 Überprüfung der Einhaltung der zulässigen Flächenpressung zwischen Druckstück und Joch

Gegeben:

Betriebskraft

$$F_D = 2 \quad 0$$

Druckstück

Werkstoff

16MnCr5

Streckgrenze

$$R_{p0,2} = 695 \text{ N/mm}^2$$

Außendurchmesser

$$d_a = 100 \text{ mm}$$

Innendurchmesser

$$d_i = 80 \text{ mm}$$

Grenzflächenpressung

$$p_G = 900 \text{ N/mm}^2$$

Gesucht:

Berührungsfläche der Verbindung

$$A_p$$

Sicherheit gegen Setzen der durch

Betriebskraft verspannten Teile

$$v$$

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \quad (1)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} ((100 \text{ mm})^2 - (80 \text{ mm})^2)$$

$$A_p = \frac{28000 \text{ mm}^2}{2} = 14000 \text{ mm}^2$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$

$$p = \frac{20000 \text{ N}}{14000 \text{ mm}^2}$$

$$p = 1428,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der durch Betriebskraft verspannten Teile

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$

$$v = \frac{900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1428,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$v = 1,27$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der verspannten Teile beträgt 12,72.

3.9 Statische Festigkeitsnachweise an der Verbindung Druckstück – Druckhülse des Spannsystems

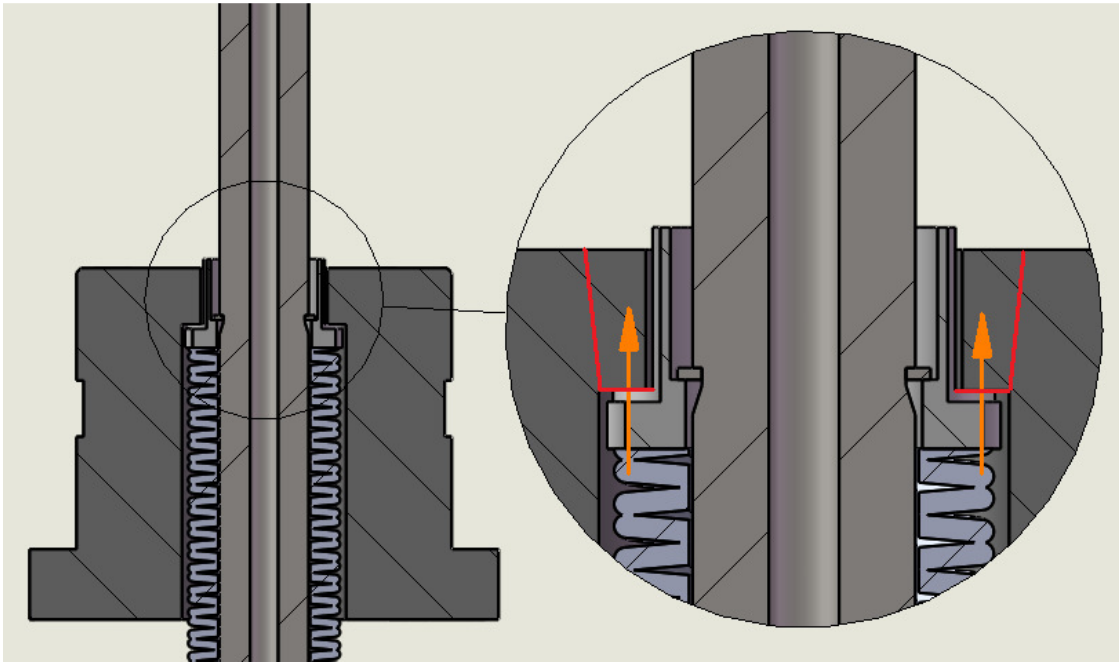


Abb. 3.9. Beanspruchung von
Druckhülse und Druckstück

Die Maße und Toleranzen ($\varnothing A$, $\varnothing B$) der Plananlage am Druckstück (Kontaktfläche zur Druckhülse) sollten mit denen der Innenkontur der Spindel identisch sein. Für Spannsysteme der Firma Ott-Jakob¹ sind sie in Tab. 2.2.6.1 (HSK) und Tab. 2.2.6.1 (SK) ersichtlich. Diese Maße und auch der Hub, um die Sicherungsscheibe demontieren zu können, sind für jedes Spannsystem individuell.

Somit muss der Festigkeitsnachweis für jede Kombination aus Druckstück/ Druckhülse geführt werden und erfolgt deshalb an dieser Stelle nur für ein ausgewähltes Spannsystem.

Gegeben:

Spannsystem Fa. Ott-Jakob HSK A63[□]

Federkraft des Spannsystems

$$F_D = F_\tau = 180$$

Druckstück

Werkstoff

16MnCr5

Streckgrenze

$$R_{p0,2} = 695 \text{ N/mm}^2$$

Zugfestigkeit

$$R_m = 1000 \text{ N/mm}^2$$

Grenzflächenpressung Mutter

$$p_{G,} = 900 \text{ N/mm}^2$$

Abscherdurchmesser

$$d_\tau = 35 \text{ mm}$$

Außendurchmesser

$$d_a = 35 \text{ mm}$$

Innendurchmesser

$$d_i = 27 \text{ mm}$$

Höhe der Schulter

$$h = 12 \text{ mm}$$

3.9.1 Nachweis der Sicherheit gegen Abscherung

Gesucht: Sicherheit gegen Abscherung des Jochs

v

Berechnung der zulässigen Scherspannung τ_m

$$\tau_m = \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (1)$$

$$\tau_m = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1}$$

$$\tau_m = \frac{577,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1}$$

Berechnung der Scherfläche A_τ

$$A_\tau = \pi \cdot d_\tau \cdot h \quad (2)$$

$$A_\tau = \pi \cdot 35 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm}$$

$$A_\tau = 13090 \text{ mm}^2$$

Berechnung der vorhandenen Scherspannung τ_{vor}

$$\tau_{vor} = \frac{F_{\tau}}{A_{\tau}} \quad (3)$$

$$\tau_{vor} = \frac{10 \text{ N}}{3,14 \text{ m}^2}$$

$$\tau_{vor} = 3,18 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sicherheit gegen Setzen der durch Betriebskraft verspannten Teile v

$$v = \frac{\tau_m}{\tau_v} \quad (4)$$

$$v = \frac{5,3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1,6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$v = 3,3$$

Die Sicherheit gegen das Abscheren des Bauteils beträgt 3,32.

3.9.2 Überprüfung der Einhaltung der zulässigen Flächenpressung zwischen Druckstück und Joch

Gesucht:

Sicherheit gegen Setzen der durch

Betriebskraft verspannten Teile

v

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \quad (1)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left(\left(3 \frac{\text{m}}{5} \right)^2 - \left(2 \frac{\text{m}}{7} \right)^2 \right)$$

$$A_p = 3,5 \frac{\text{m}^2}{8}$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$

$$p = \frac{10 \text{ N}}{3,14 \text{ m}^2}$$

$$p = 3,18 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der durch Betriebskraft verspannten Teile

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$

$$v = \frac{9}{40,2} \frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{m}{m^2}}$$

$$v = \frac{6,1}{1,4}$$

$$\underline{\underline{9,8}}$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der verspannten Teile beträgt 9,8.

3.10 Überprüfung der Einhaltung der zulässigen Flächenpressung zwischen Zugstangenkopf und Zugstangenkopfaufnahme

Eine Forderung bei der Konstruktion der Zugstangenkopf-Aufnahme war die universelle Einsetzbarkeit des Bauteils. Zielsetzung ist es, mit diesem Bauteil letztlich mehrere Spannsysteme abzudecken.

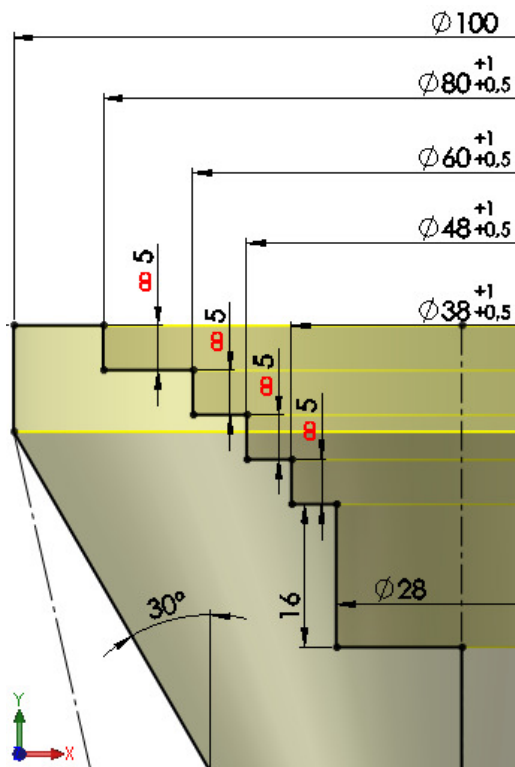


Abb. 3.10 Skizze Zugstangenkopf-Aufnahme - Stufensystem

Dieses Ziel wurde mit Hilfe mehrere kreisringförmiger Stufen in Abständen zu je 5 Millimetern Höhe (siehe Abbildung 10.1) realisiert.

Dabei nehmen die Flächeninhalte der Stufen von innen nach außen zu, quasi proportional zu den Kolbenflächen respektive Federkräften der Spannsysteme.

Bei der Nachfertigung weiterer

Systeme von Zugstangenkopf-Aufnahme ist darauf zu achten, dass die Flächeninhalte der einzelnen Kreislänge groß genug gestaltet und mit einer ausreichenden Sicherheit gegen Setzen beaufschlagt werden. Die aus Last und Flächeninhalt resultierende Flächenpressung p darf Grenzflächenpressung p_G des Werkstoffes in keinem Fall überschreiten.

Die in Abb. 3.10 dargestellten Stufen sollen nachfolgend exemplarisch nachgerechnet werden.

Gegeben:

Druckstück

Werkstoff

16MnCr5

Grenzflächenpressung

$p_G = 900 \text{ N/mm}^2$

Gesucht:

Berührungsfläche der Verbindung	A_p
Sicherheit gegen Setzen der durch	
Betriebskraft verspannten Teile	v

Durchmesserstufe Ø 80

z. B. für **Spannsystem Fa. Ott Jakob HSK B 160**^[2]

Nennmaß des Kolbendurchmessers	$D = 80\text{mm}$
Federkraft	$F_D = 40\,000\text{N}$
Außendurchmesser der Stufe	$d_{\text{amin}} = 80\text{mm}$
Innendurchmesser der Stufe	$d_{\text{imax}} = 62\text{mm}$

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{\text{amin}}^2 - d_{\text{imax}}^2) \quad (1)$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} ((80\text{ mm})^2 - (62\text{ mm})^2)$$

$$A_p = \frac{2100\text{ mm}^2}{4}$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$

$$p = \frac{40\,000\text{ N}}{2100\text{ mm}^2}$$

$$p = 19,0\text{ N/mm}^2$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der belasteten Fläche

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$

$$v = \frac{900\text{ N/mm}^2}{19,0\text{ N/mm}^2}$$

$$v = 47,34$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der belasteten Fläche beträgt 47,34.

Durchmesserstufe Ø 60

z. B. für **Spannsystem Fa. Ott Jakob SK 50 A1 verstärkt**^[2]

Nennmaß des Kolbendurchmessers	$D = 60\text{mm}$
Federkraft	$F_D = 35\,000\text{N}$
Außendurchmesser der Stufe	$d_{\text{amin}} = 60\text{mm}$
Innendurchmesser der Stufe	$d_{\text{imax}} = 49\text{mm}$

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{\text{am}}^2 - d_{\text{im}}^2) \quad (1)$$
$$A_p = \frac{\pi}{4} ((60\text{ mm})^2 - (49\text{ mm})^2)$$
$$A_p = \frac{9\,601\text{ mm}^2}{1}$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$
$$p = \frac{35\,000\text{ N}}{9\,601\text{ mm}^2}$$
$$p = \frac{3\,645\text{ N}}{1\text{ mm}^2}$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der durch Betriebskraft belasteten Fläche

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$
$$v = \frac{9\,000\text{ N/mm}^2}{3\,645\text{ N/mm}^2}$$
$$v = \frac{2\,470}{100} = 24,7$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der belasteten Fläche beträgt 24,21.

Durchmesserstufe Ø 48

z. B. für **Spannsystem Fa. Ott Jakob HSK B125**^[2]

Nennmaß des Kolbendurchmessers	$D = 60\text{mm}$
Federkraft	$F_D = 15\,000\text{N}$
Außendurchmesser der Stufe	$d_{\text{amin}} = 48\text{mm}$
Innendurchmesser der Stufe	$d_{\text{imax}} = 39\text{mm}$

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{\text{amin}}^2 - d_{\text{imax}}^2) \quad (1)$$
$$A_p = \frac{\pi}{4} ((48\text{ mm})^2 - (39\text{ mm})^2)$$
$$A_p = \frac{6}{2} \cdot 9\text{ mm}^2$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$
$$p = \frac{15\,000\text{ N}}{65,9\text{ mm}^2}$$
$$p = 22,3\text{ N/mm}^2$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der durch Betriebskraft belasteten Fläche

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$
$$v = \frac{9\text{ N/mm}^2}{22,3\text{ N/mm}^2}$$
$$v = 3,9$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der belasteten Fläche beträgt 36,90.

Durchmesserstufe Ø 38

z. B. für **Spannsystem Fa. Ott Jakob SK 40 A1**^[2]

Nennmaß des Kolbendurchmessers

$$D = 38\text{mm}$$

Federkraft

$$F_D = 12\,000\text{N}$$

Außendurchmesser der Stufe

$$d_{\text{amin}} = 38\text{mm}$$

Innendurchmesser der Stufe

$$d_{\text{imax}} = 29\text{mm}$$

Berechnung der Berührungsfläche A_p der durch die Betriebskraft verspannten Teile

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{\text{am}}^2 - d_{\text{im}}^2) \quad (1)$$
$$A_p = \frac{\pi}{4} ((38\text{ mm})^2 - (29\text{ mm})^2)$$
$$A_p = \frac{4}{7} \cdot 6\text{ mm}^2$$

Berechnung der vorhandenen Flächenpressung p

$$p = \frac{F_D}{A_p} \quad (2)$$
$$p = \frac{12\,000\text{ N}}{42,8\text{ mm}^2}$$
$$p = 2,8\text{ N/mm}^2$$

Berechnung der Sicherheit v gegen Setzen der durch Betriebskraft belasteten Fläche

$$v = \frac{p_G}{p} \quad (3)$$
$$v = \frac{9\text{ N/mm}^2}{2,8\text{ N/mm}^2}$$
$$v = 3,2$$

Die Sicherheit gegen das Setzen der belasteten Fläche beträgt 3,2.

4. Ausblick

Die in der Arbeit vorgestellte hydraulische Demontagevorrichtung ist so konzipiert, dass sie durch die Nachfertigung weiterer System-Komponenten (Druckstück und Zugstangenkopf-Aufnahme) beliebig ergänzt werden kann.

Durch den Einsatz der handbetriebenen Hydraulikanlage wird diese Eigenschaft noch unterstützt, da nur so viel (oder wenig) Kraft erzeugt wird, wie für die Demontage des Spannsystems benötigt wird.

Als Weiterentwicklung der Konstruktion ist die Ergänzung durch eine Kraftmessdose in Kombination mit einem Weglängenmesssystem möglich, womit die Ist-Werte der Kräfte Hübe ermittelt werden können, ohne das Spannsystem zerlegen zu müssen.

5. Anhang

5.1. Stückliste und Zeichnungen

Montagestückliste**2613.0-00.00-08****018048**

Bezeichnung: Hydraulische Montagevorrichtung
610x800x1620

Bemerkung:

Werkstoff:

Gewicht: 250,00 kg

Pos	Menge	Zeichnungsnummer Teilenummer	Bezeichnung	Material
0001	1,00 Stk	2613.0-01.00-11 018049	Arbeitstisch 610x660x800 St37-2	St37-2
0002	1,00 Stk	2613.0-02.00-02 018050	Flansch Ø58/Ø300x70 42CrMo4	42CrMo4
0003	1,00 Stk	2613.0-03.00-03 018053	Joch Ø80/Ø230x60 16MnCr5	16MnCr5
0004	1,00 Stk	2613.0-04.00-04 018102	Montageblech I 7x120x120 St37-2	St37-2
0005	1,00 Stk	2613.0-05.00-04 018103	Montageblech II 7x80x120 St37-2	St37-2
0006	1,00 Stk	2613.0-06.00-04 018125	Distanzring Ø60/Ø80x14 16MnCr5	16MnCr5
0010	1,00 Stk	2613.0-10.00-04 018059	Druckstück Ø100-75 16MnCr5	16MnCr5
0020	1,00 Stk	2613.0-20.00-03 018060	Zugstangenkopf-Aufnahme Ø100x100 16MnCr5	16MnCr5
0030	10,00 Stk	2613.0-30.00-04 018111	Rohr 35x7,1-120 DIN 2448 St37-2	St37-2
0031	2,00 Stk	2613.0-31.00-04 018129	Rohr 35x7,1-60 DIN 2448 St37-2	St37-2
0032	2,00 Stk	2613.0-32.00-04 018130	Rohr 35x7,1-30 DIN 2448 St37-2	St37-2
0051	4,00 Stk	- 014253	KS-Nivellierspindeln KS 4035 DC condisc KS- Montagetechnik St	St
0052	1,00 Stk	- 018109	Sicherheits-Spannhebel mit Schraube GN 312-24-M10-80-E Ganter	
0053	2,00 Stk	- 018110	Bügelgriff GN 528-PA-94-6,5-OR Ganter PA	PA
0054	4,00 Stk	- 018131	Mörtelpatrone UKA 3 M 16 Fischer	
0101	2,00 m	- 018104	Gewindestange M20 DIN 975 10.9	10.9
0102	6,00 Stk	- 001186	Zylinderschraube M8x50 DIN 912 12.9 schwarz	12.9 schwarz
0103	4,00 Stk	- 000081	Zylinderschraube M6x16 DIN 912 12.9 schwarz	12.9 schwarz
0104	2,00 Stk	- 000331	Zylinderschraube M8x25 DIN 912 12.9 schwarz	12.9 schwarz
0105	4,00 Stk	- 018105	Senkschraube M8x12 DIN 7991 12.9 schwarz	12.9 schwarz

Montagestückliste**2613.0-00.00-08****018048**

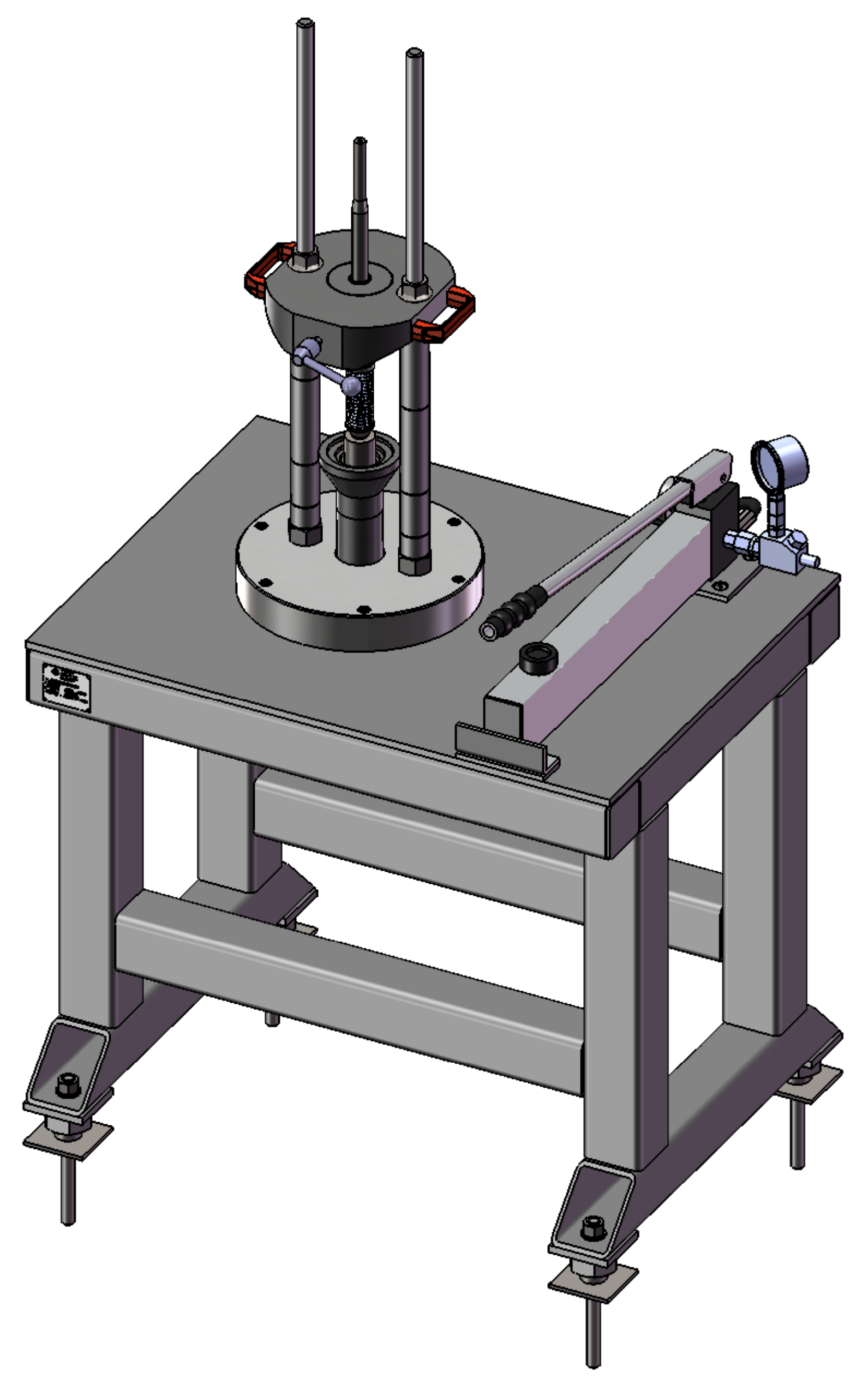
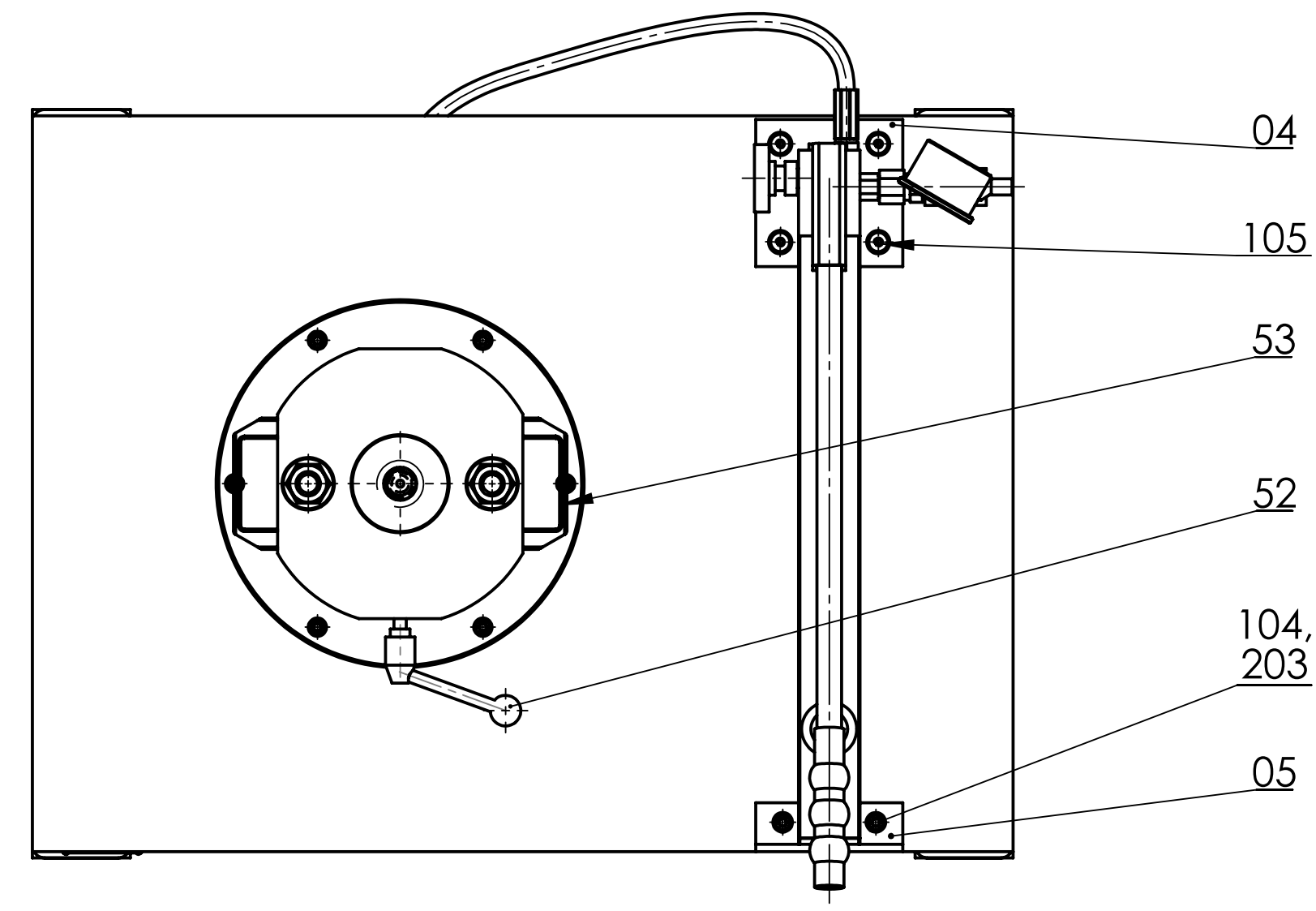
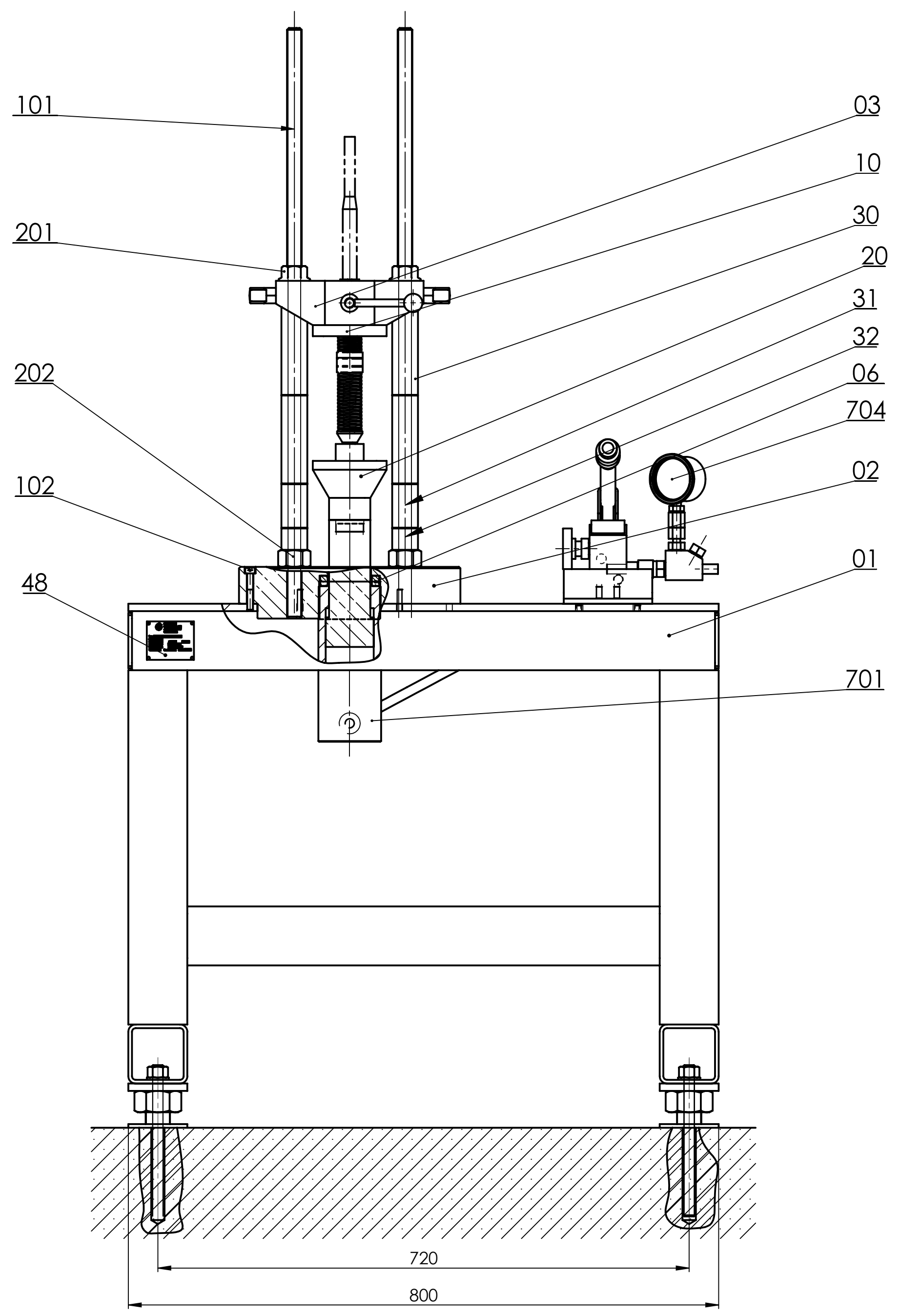
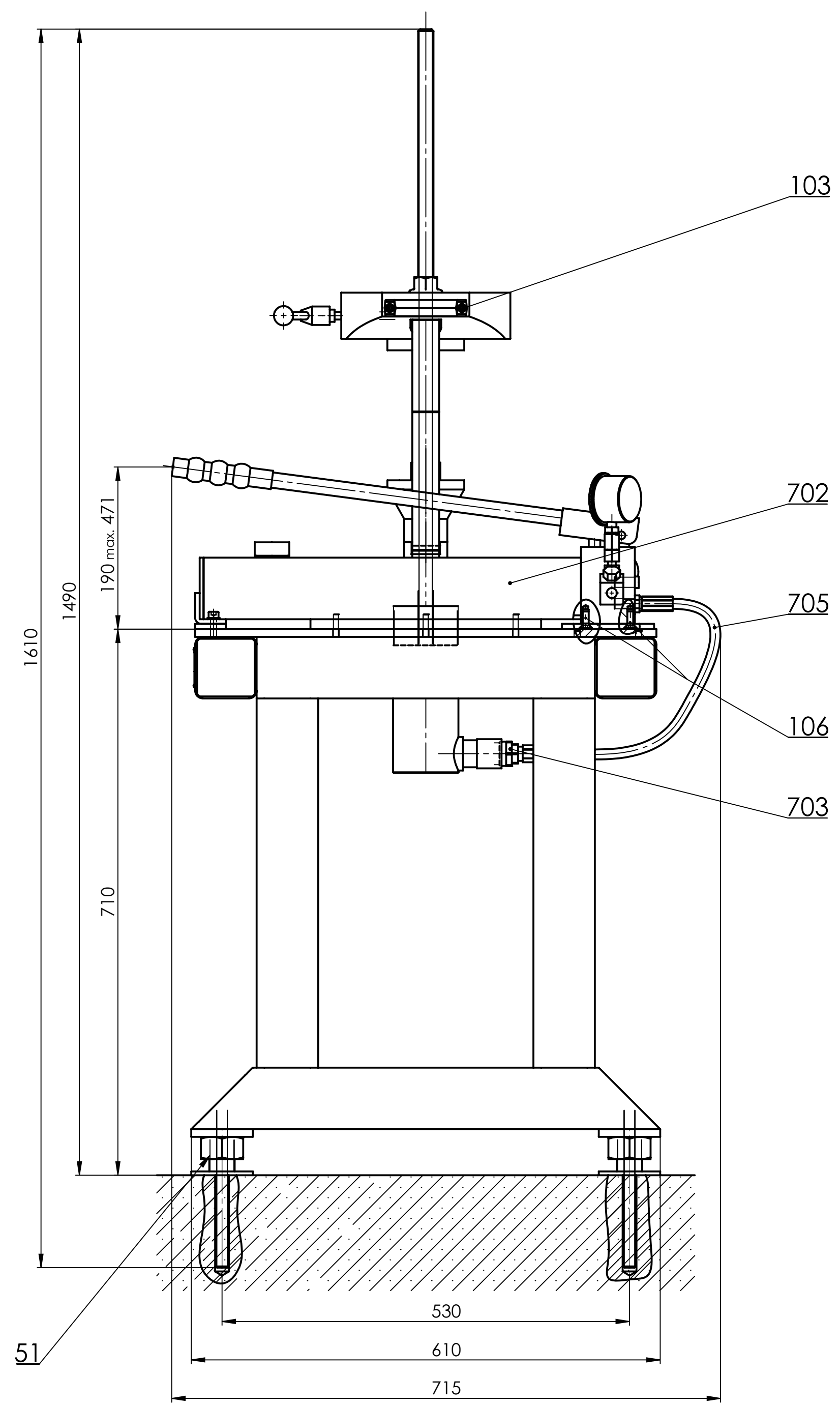
Bezeichnung: Hydraulische Montagevorrichtung
610x800x1620

Bemerkung:

Werkstoff:

Gewicht: 250,00 kg

Pos	Menge	Zeichnungsnummer Teilenummer	Bezeichnung	Material
0106	2,00 Stk	- 014844	Senkschraube M8x25 DIN 7991 10.9 schwarz	10.9 schwarz
0201	2,00 Stk	- 018106	Sechskantmutter mit Flansch M20 DIN EN 1661 10.9 schwarz	10.9 schwarz
0202	2,00 Stk	- 016756	Sechskantmutter M20 DIN 934 8.8 schwarz	8.8 schwarz
0203	2,00 Stk	- 000094	Scheibe A 8.4 DIN 125 St	St
0701	1,00 Stk	- 018112	Hydraulikzylinder LSC 25/100 /0904-03 / PN 700 Lukas	
0702	1,00 Stk	- 018113	Pumpe ZPH 1A/1 Lukas	
0703	1,00 Stk	- 013066	Schraubkupplungsniessel SKN2 / PN 700 Lukas	
0704	1,00 Stk	- 013068	Manometereinheit MEL 700 N Lukas	
0705	1,00 Stk	- 013067	Hydraulikschlauch DN 6 PN 700 Lukas	



SolidWorks Studenten-Edition.
Nur für akademische Zwecke.

SPL Spindel und Präzisionslager GmbH

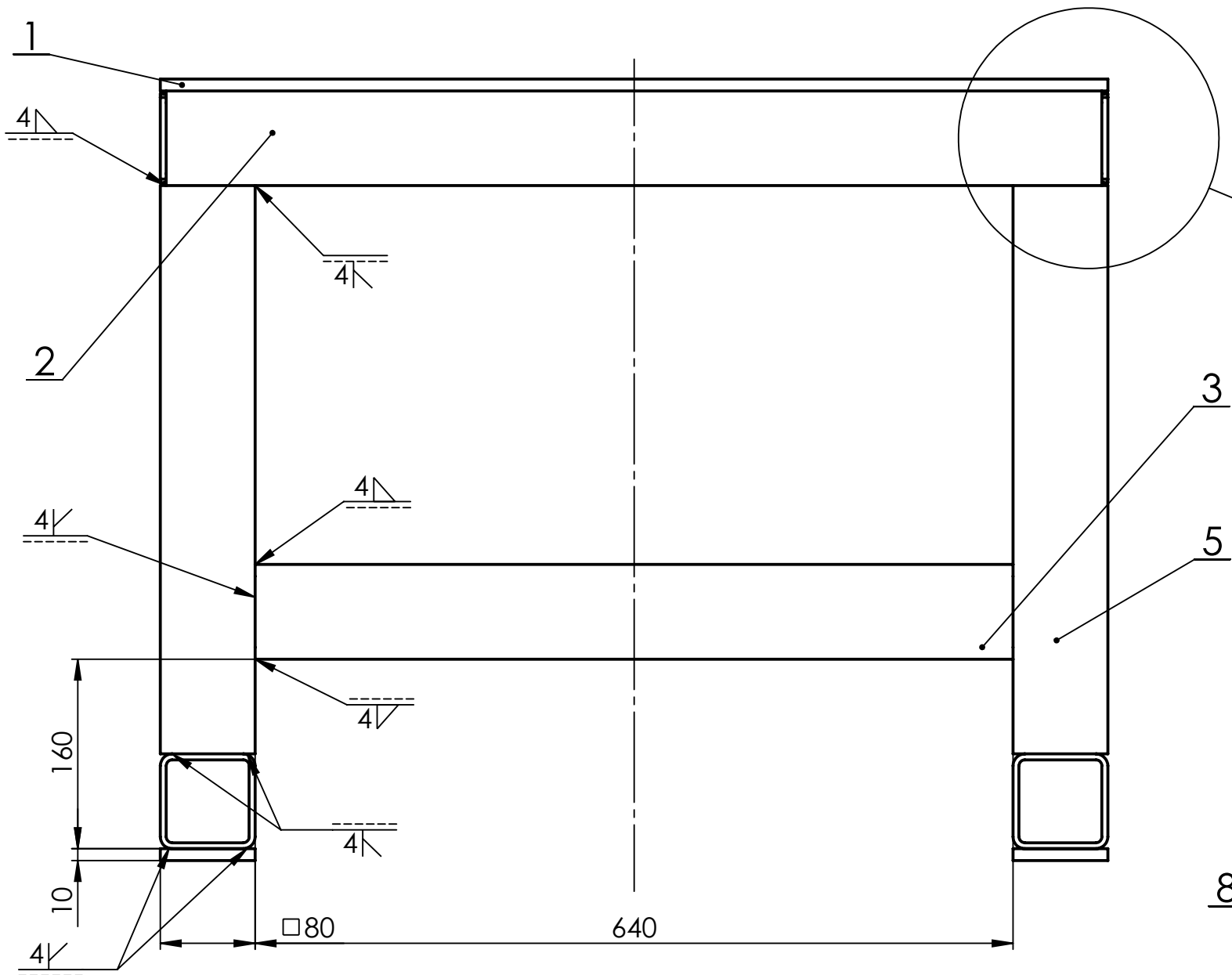
p_{max}: 700 bar
p_{min}: 100 bar
Ölsorte: HDL 68
Ölmenge: 1,3l

Pos. 102 mit 39,2 Nm
vorgespannt

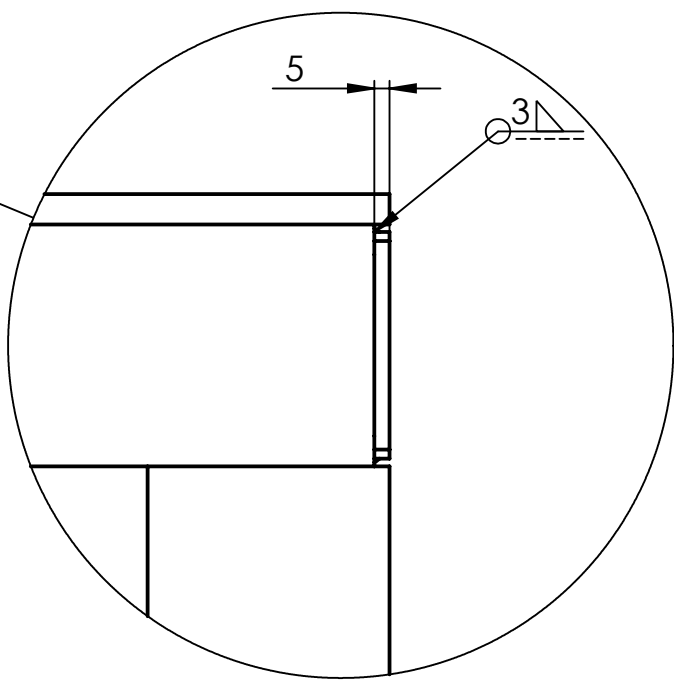
Pos. 202 mit 438 Nm
vorgespannt

Pos. 101 in Pos. 2 mit
Loctite eingeklebt

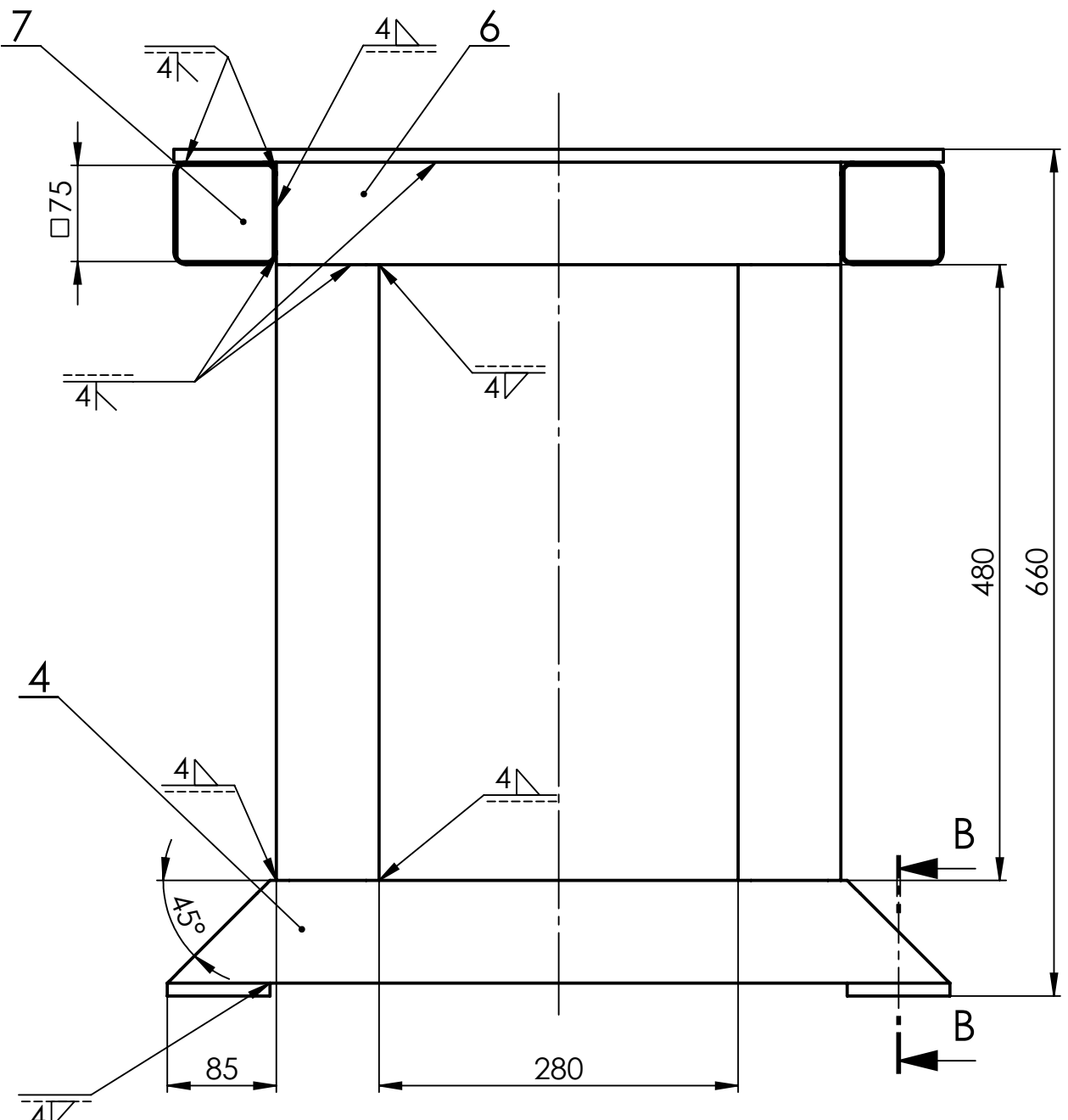
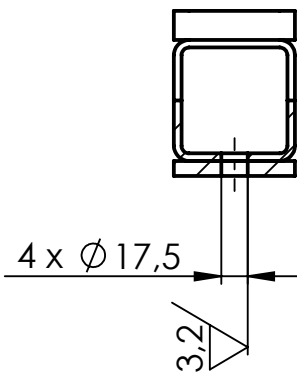
Kanten o. Maßangabe ISO 13715		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H	Oberflächenangabe ISO 1302	Darstellung ISO 5454
Innenkanten Außenkanten		$\pm 0,5$ $\pm 0,3$	R_a in μm	
Fertiggewicht	Maßstab	Werkstoff		
200	1:5	Ursprung		
		Modell-Nr.		
		Benennung		
		Hydraulische Montagevorrichtung		
		Zeichnungs-Nr.		
		2613.0-00.00-01		
		Blatt		
		71		
		106		
		Ers. durch		
		Ers. für		



DETAIL A
MAßSTAB 2 : 5



SCHNITT B-B

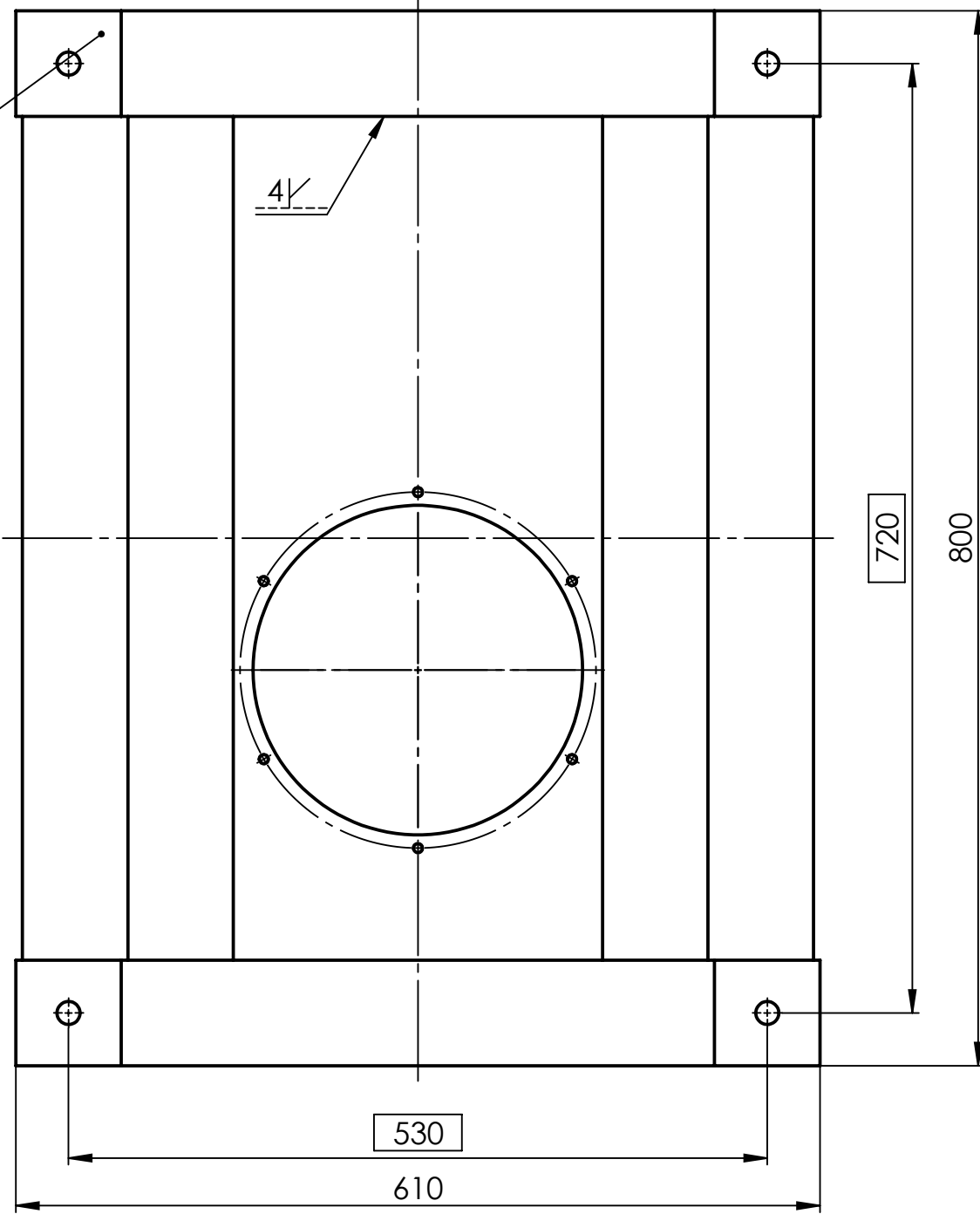
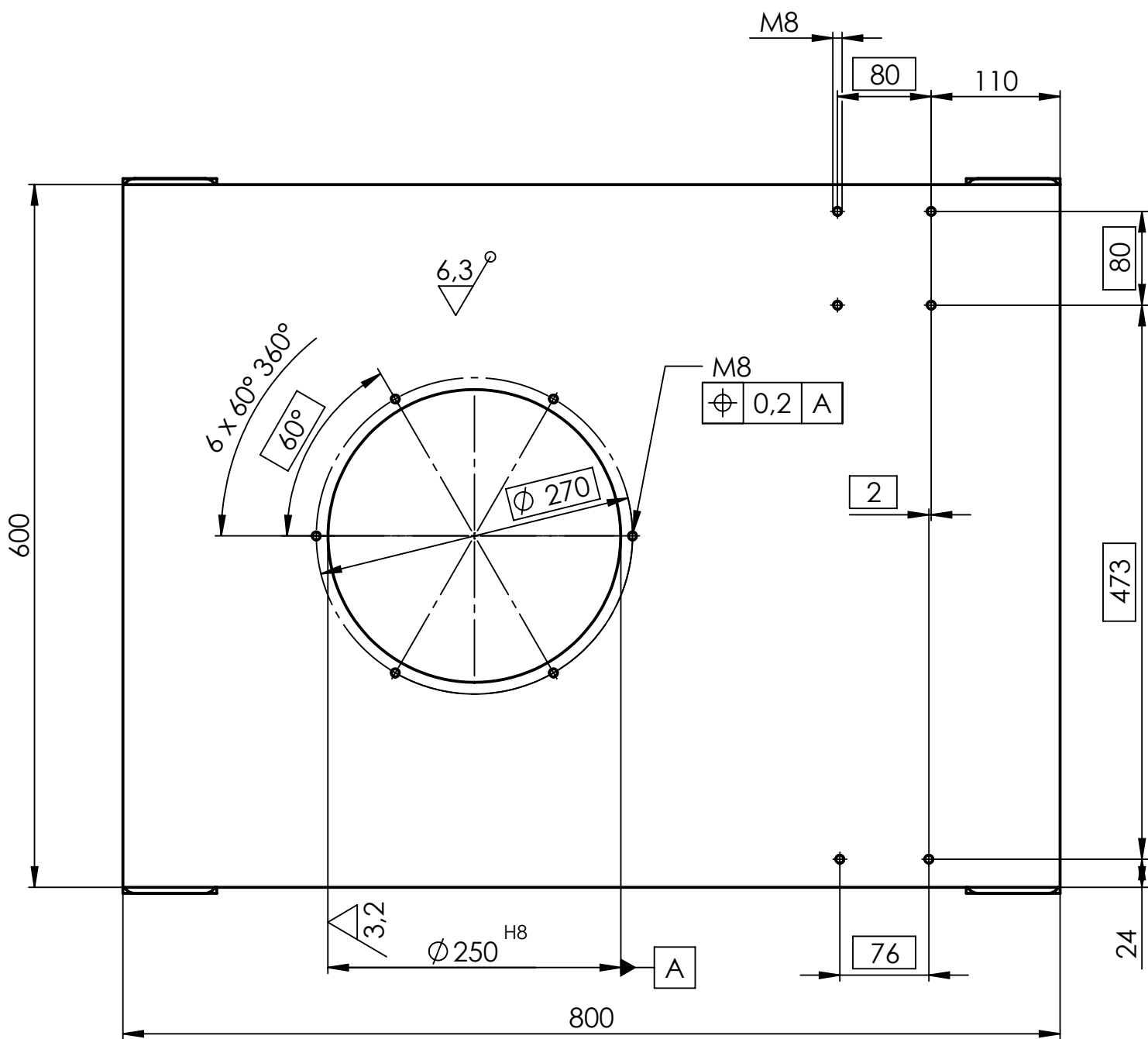


Sandstrahlen, Grundierung Lackierung

Arbeitstisch in RAL 7035 grundiert
Bezeichnung: Lichtgrau
Arbeitstisch in RAL 7035 gestrichen
Bezeichnung: Lichtgrau
Farbtyp: matt

Bohrungen nach dem Grundieren setzen
Bohrungen bleiben frei

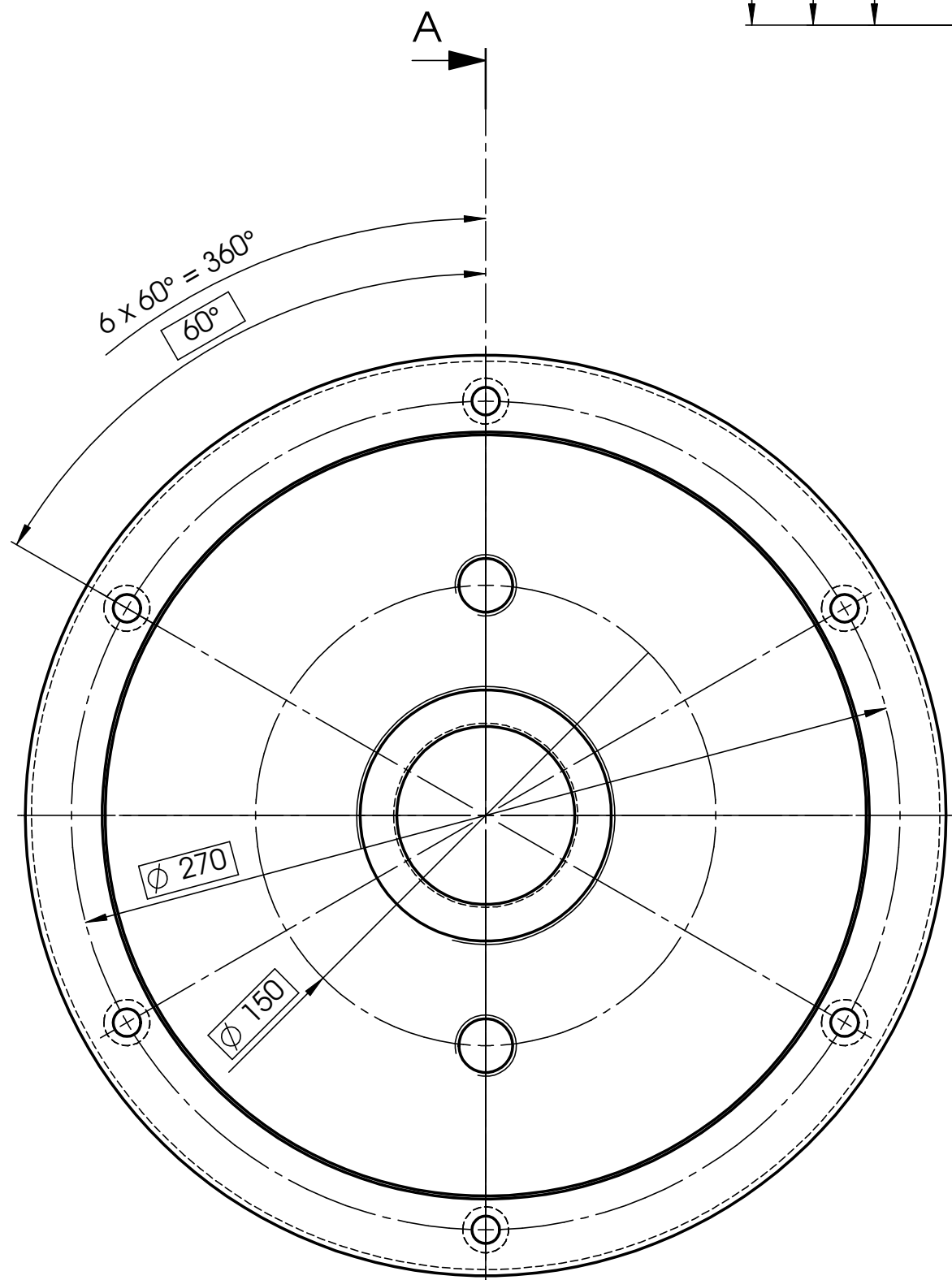
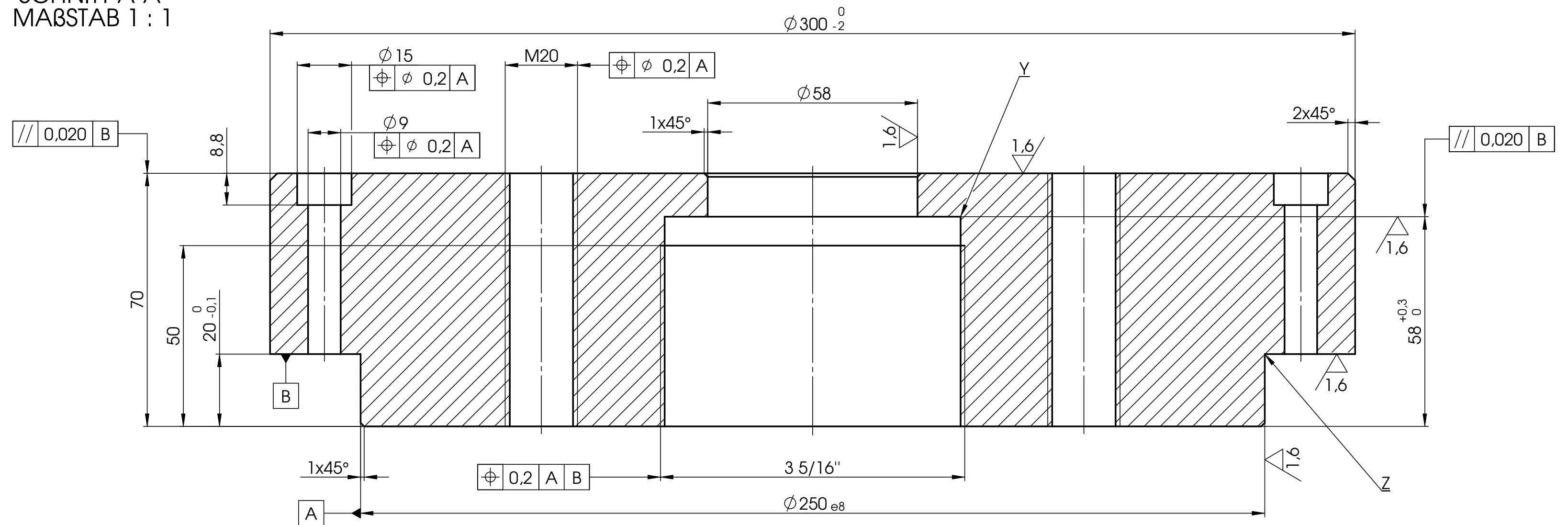
Unbemaßte Schweißnähte a = 4mm



Pos.	Menge	Benennung
1	1	Breitflachstahl DIN 59200 - 600x10 - 800
2	2	Rohr mit quadratischem Querschnitt EN 10210 - 80 x 5 - 790
3	2	Rohr mit quadratischem Querschnitt EN 10210 - 80 x 5 - 640
4	2	Rohr mit quadratischem Querschnitt EN 10210 - 80 x 5 - 610
5	4	Rohr mit quadratischem Querschnitt EN 10210 - 80 x 5 - 480
6	2	Rohr mit quadratischem Querschnitt EN 10210 - 80 x 5 - 440
7	4	Flachstab EN 10058 - 75 x 10 - 75
8	4	Flachstab EN 10058 - 80 x 10 - 80

Kanten o. Maßangabe ISO 13715		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H		Oberflächenangabe ISO 1302 R _a in µm		Darstellung ISO 5456	
Innenkanten Außenkanten		Fertiggewicht		Maßstab		Werkstoff	
111.59		1:5		St37-2		Ursprung	
Datum		Name		Benennung		Modell-Nr.	
10.01.2011		Teuchert		Arbeitstisch		600x610x800	
24.01.2011		Rödenbeck		Zeichnungs-Nr.		Blatt	
02.02.2011		Teuchert		2613.0-01.00-02		72	
SPL Spindel und Präzisionslager GmbH Am Gewerbegebiet 7 D-04720 Ebersbach		Ers. für		Ers. durch		104	

SCHNITT A-A
MAßSTAB 1 : 1



unbemaßte Kanten
0,5 x 45° angefast

Bei Passungen Mitte
Toleranzfeld angestrebt

Vergütet

Rm 1000⁺²⁰⁰ N/mm²

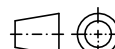

Verwendung von
vorvergütetem
Material zulässig.

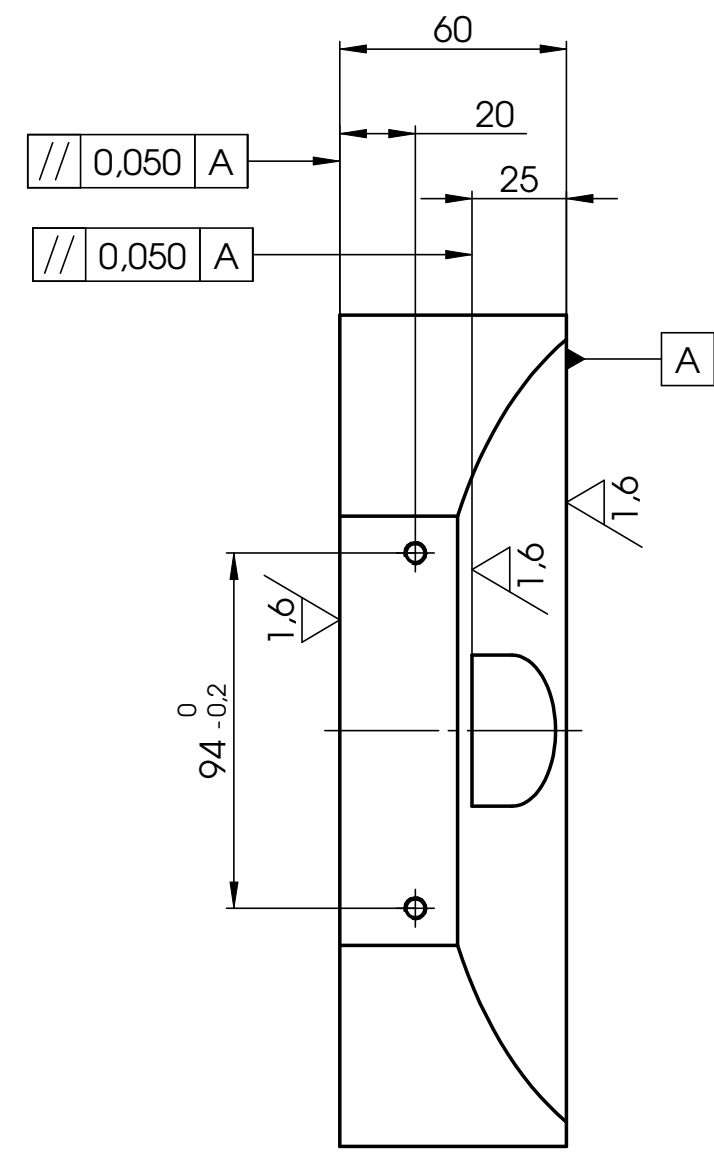
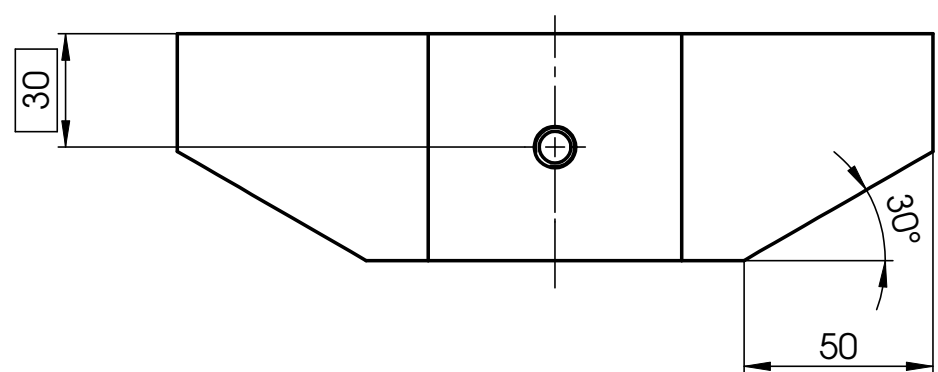
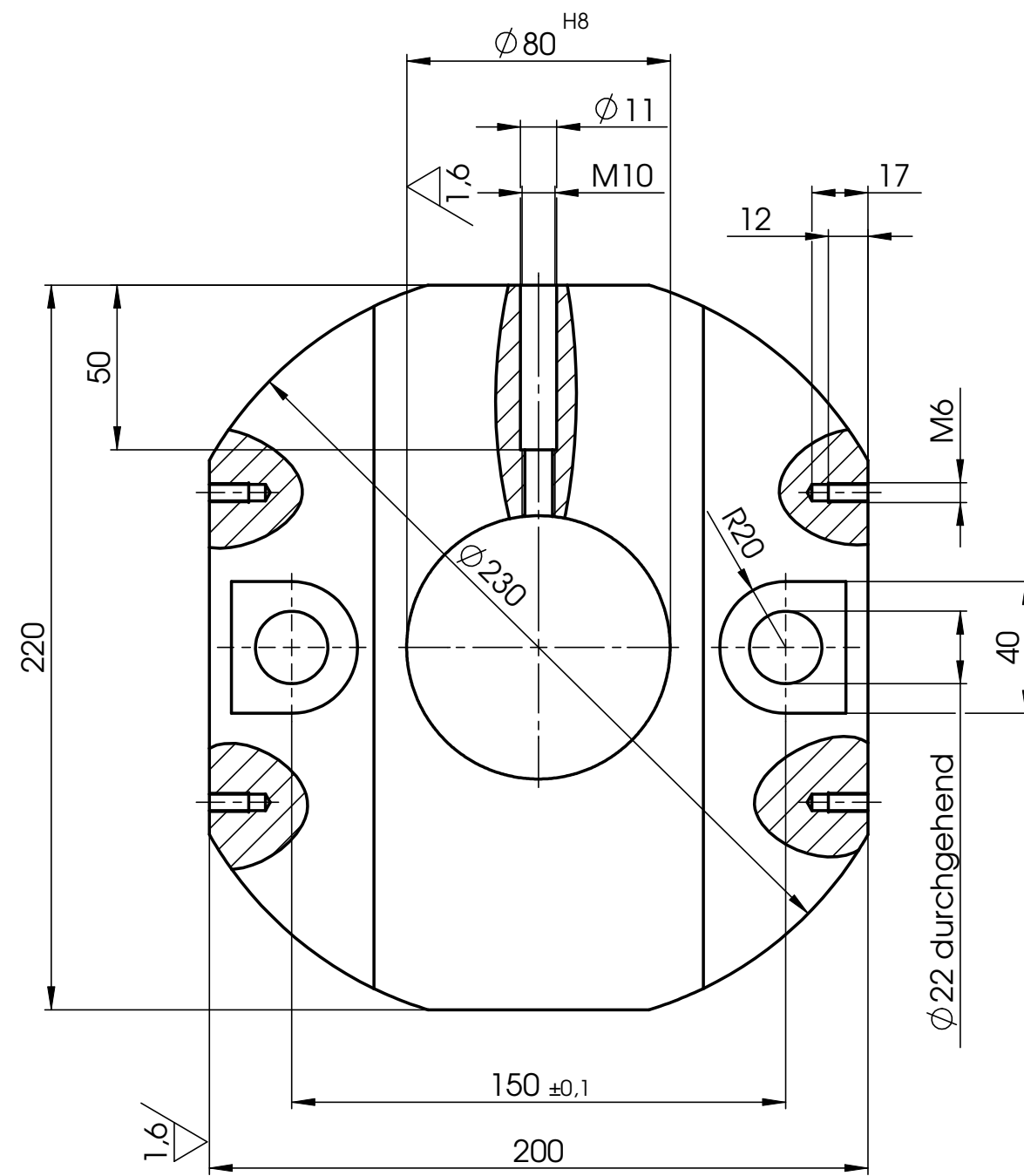
Y = Gewindefreistich DIN 76-D

Z = Freistich F1,2 x 0,4 DIN 509

brüniert

$$\frac{3,2}{\nabla} \quad (\vee)$$

		Kanten o. Maßangabe ISO 13715		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H		Oberflächenangabe ISO 1302 R _a in µm		 Darstellung ISO 5456		
		Innenkanten $+0.5$ Außenkanten -0.3								
9	.	Fertiggewicht	Maßstab	Werkstoff		Ursprung				
8	.	32.12	1:2	42CrMo4		Modell-Nr.				
7	.									
6	.									
5	.									
4	.									
3	.									
2	.									
1	.									
Mikro- verfllnt	And- Zust.	Datum	Name			SPL Spindel und Präzisionslager GmbH Am Gewerbegebiet 7 D-04720 Ebersbach			Blatt 73 104	
				Ers. für ,		Ers. durch ,				



brüniert

unbemaßte Kanten
0,5 x 45° angefast

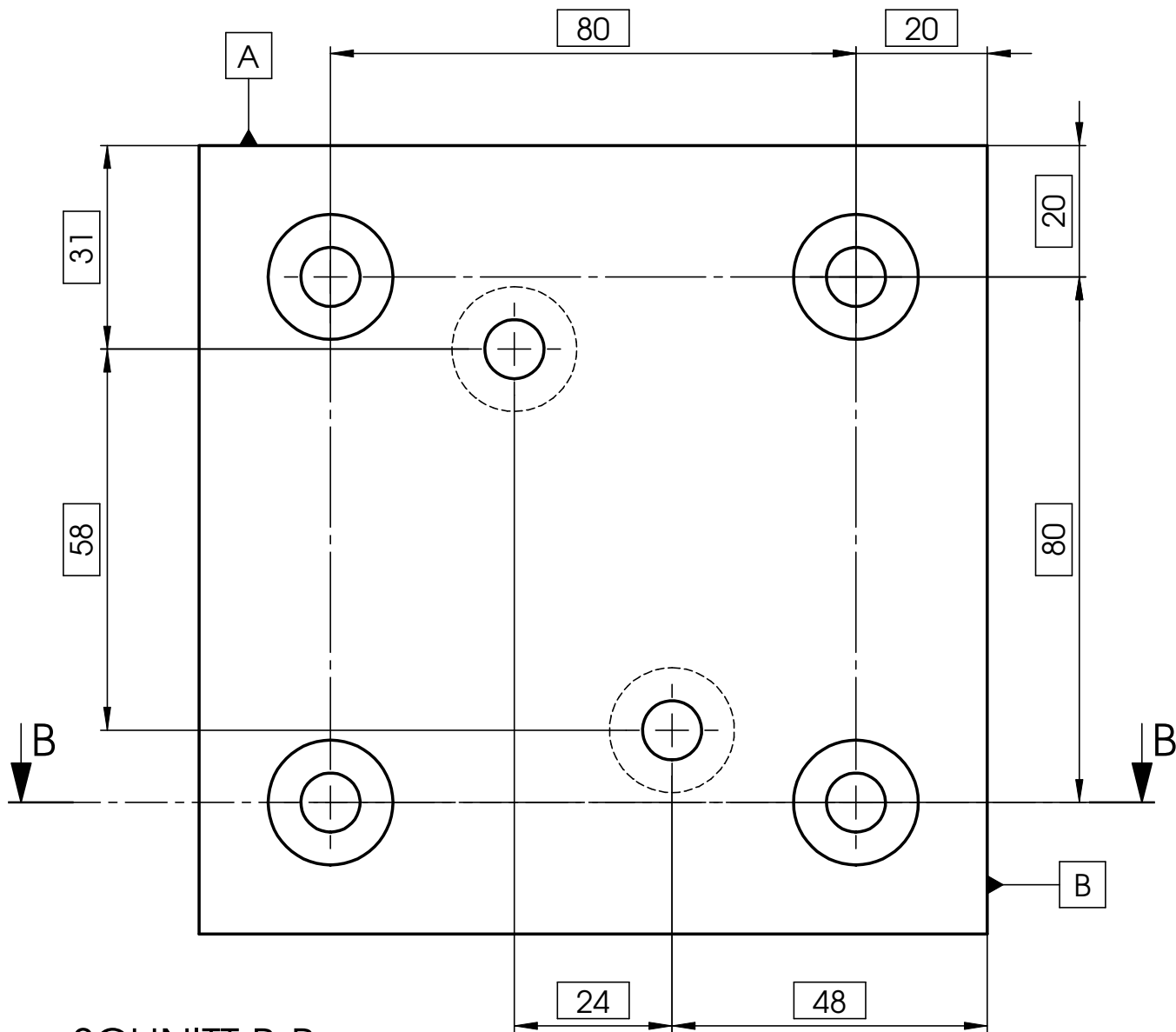
Bei Passungen Mitte
Toleranzfeld angestrebt

Einsatzgehärtet
Gewinde bleiben weich

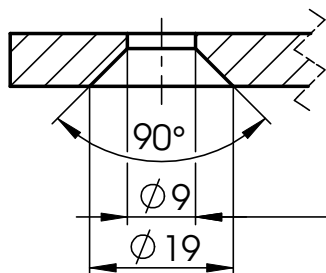
HRC 58 ⁺²
h= 1 ^{±0,1}

3,2 (✓)

				Kanten o. Maßangabe ISO 13715		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H	Oberflächenangabe ISO 1302 R _a in µm	Darstellung ISO 5456	
				Innenkanten $\sqrt{0.5}$		Außenkanten $\sqrt{0.3}$			
9				Fertiggewicht		Maßstab	Werkstoff		Ursprung
8				13.67		1:2	16MnCr5		Modell-Nr.
7				Datum		Name	Benennung		
6				Gez.	05.01.2011	Teuchert	Joch Ø80xØ230-60		
5				Geprüft	18.01.2011	Rödenbeck			
4				Speicher	02.02.2011	j.teuchert			
3				Datum		Name	Zeichnungs-Nr.		Blatt
2							2613.0-03.00-03		74
1									104BL
Mikro-verfilmt				Änd.-Zust.	Datum	Name	Ers. für		Ers. durch



SCHNITT B-B



$\phi 0,2$ A B

unbemaßte Kanten
0,5 x 45° angefast

brüniert



Kanten o. Maßangabe ISO 13715

Innenkanten $+0,5$
Außenkanten $-0,3$

Freimaßtoleranzen
ISO 2768-m-H

Oberflächenangabe
ISO 1302
 R_a in μm

Darstellung nach DIN 6

Fertiggewicht

0.74

Maßstab

1:1

Werkstoff

St37-2

Ursprung

Modell-Nr.

Datum Name

Gez. 13.01.2011 Teuchert

Geprüft 24.01.2011 Rödenbeck

Speicher 02.02.2011 j.teuchert

Benennung

Montageblech I

7x120x120

Zeichnungs-Nr.

2613.0-04.00-04

Blatt

75

104 Bl.

Ers. für ,

Ers. durch ,



1 2 3 4

A

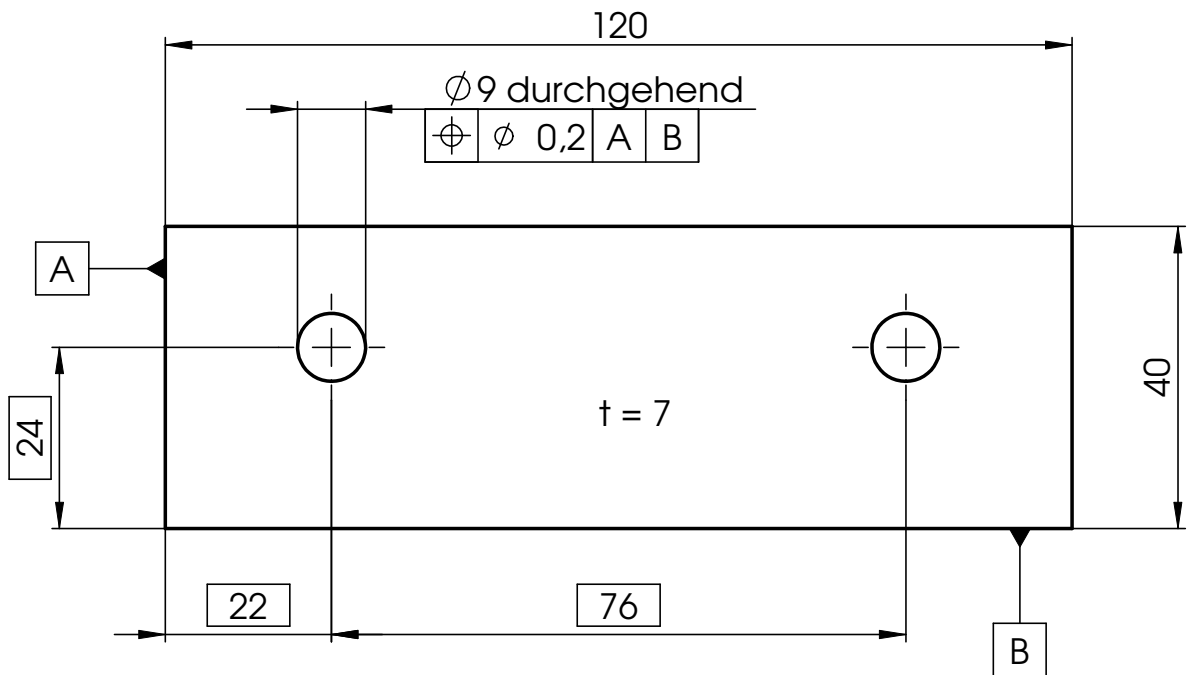
B

C

D

E

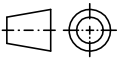

F



unbemaßte Kanten
0,5 x 45° angefast

brüniert



				Kanten o. Maßangabe ISO 13715 Innenkanten $\begin{matrix} +0.5 \\ -0.3 \end{matrix}$ Außenkanten $\begin{matrix} +0.5 \\ -0.3 \end{matrix}$		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H	Oberflächenangabe ISO 1302 R_a in μm	 Darstellung nach DIN 6
	9	,	,	Fertiggewicht	Maßstab	Werkstoff	Ursprung	
	8	,	,	0.26	1:1	St37-2	Modell-Nr.	
	7	,	,		Datum	Name	Benennung Montageblech II 7x40x120	
	6	,	,		Gez.	13.01.2011		
	5	,	,		Geprüft	29.01.2011		
	4	,	,		Speicher	02.02.2011		
	3	,	,		 SPL Spindel und Präzisionslager GmbH Am Gewerbegebiet 7 D-04720 Ebersbach		Zeichnungs-Nr. 2613.0-05.00-04	
	2	,	,				Blatt 76 104Bl.	
	1	,	,				Ers. für ,	
							Ers. durch ,	

SolidWorks Studentenlizenz
Nur für akademische Zwecke

1

2

3

4

A

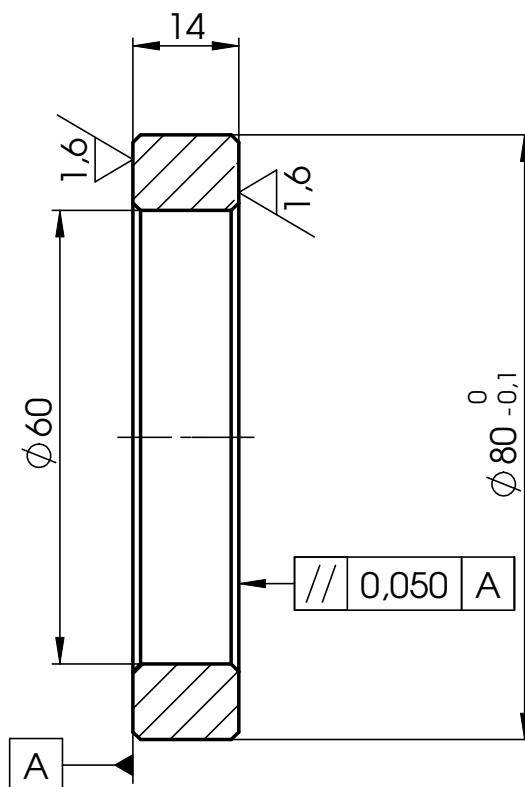
B

C

D

E

F



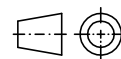
unbemaßte Kanten
1 x 45° angefast

Kanten o. Maßangabe ISO 13715

Innenkanten $\begin{matrix} +0.5 \\ -0.3 \end{matrix}$
Außenkanten

Freimaßtoleranzen
ISO 2768-m-H

Oberflächenangabe
ISO 1302
 R_a in μm



Darstellung nach DIN 6

Fertiggewicht

Maßstab

Werkstoff

Ursprung

0.24

1:1

16MnCr5

Modell-Nr.

Datum Name

Benennung

Gez. 27.01.2011 Teuchert

Geprüft 29.01.2011 Rödenbeck

Speicher 02.02.2011 j.teuchert

Distanzring

Ø60/Ø80x14

Zeichnungs-Nr.

2613.0-06.00-04

Blatt

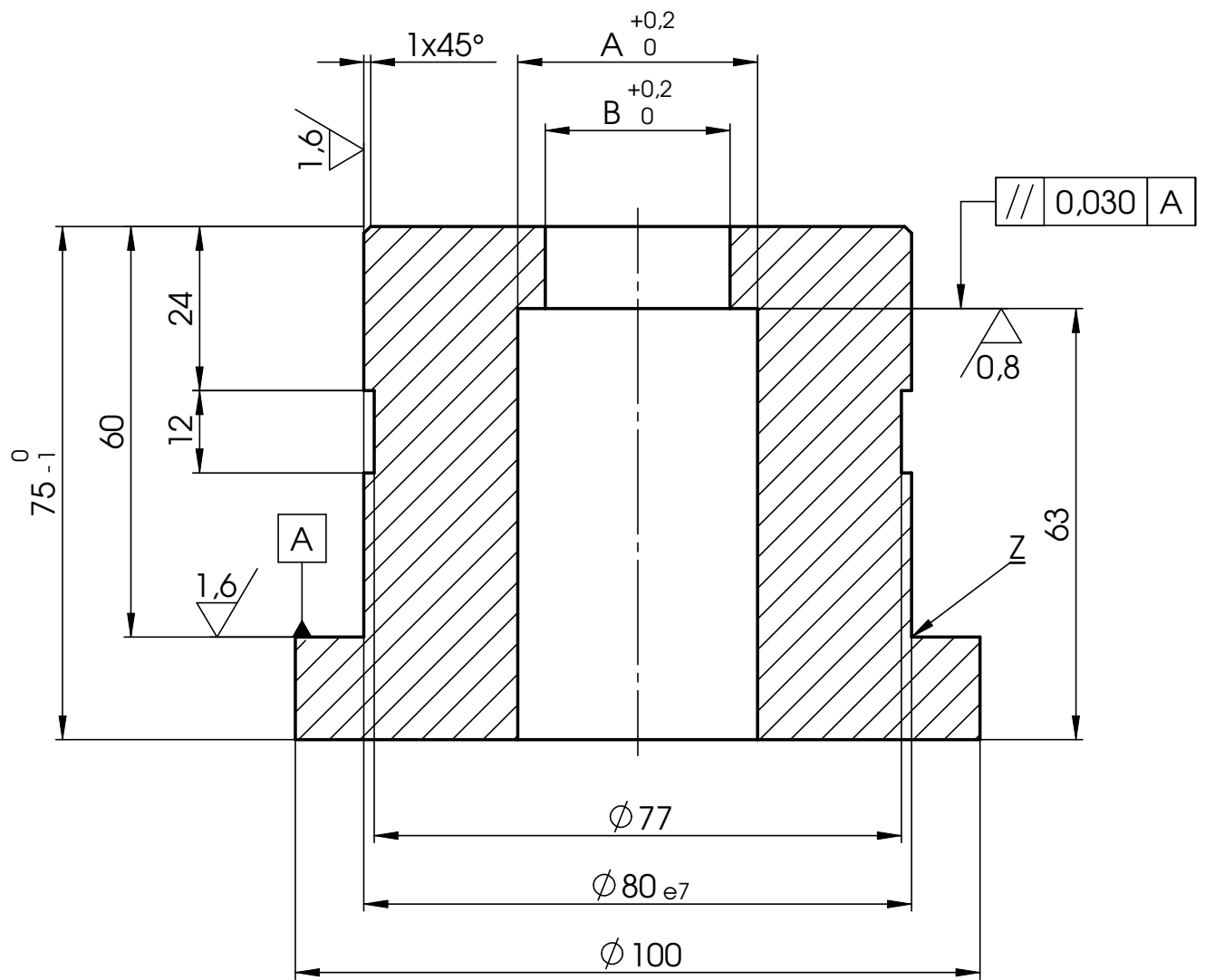
77

104 Bl.

Ers. für ,

Ers. durch ,





Bei Passungen Mitte
Toleranzfeld angestrebt

Z = Freistich F0,8 x 0,3 DIN 509

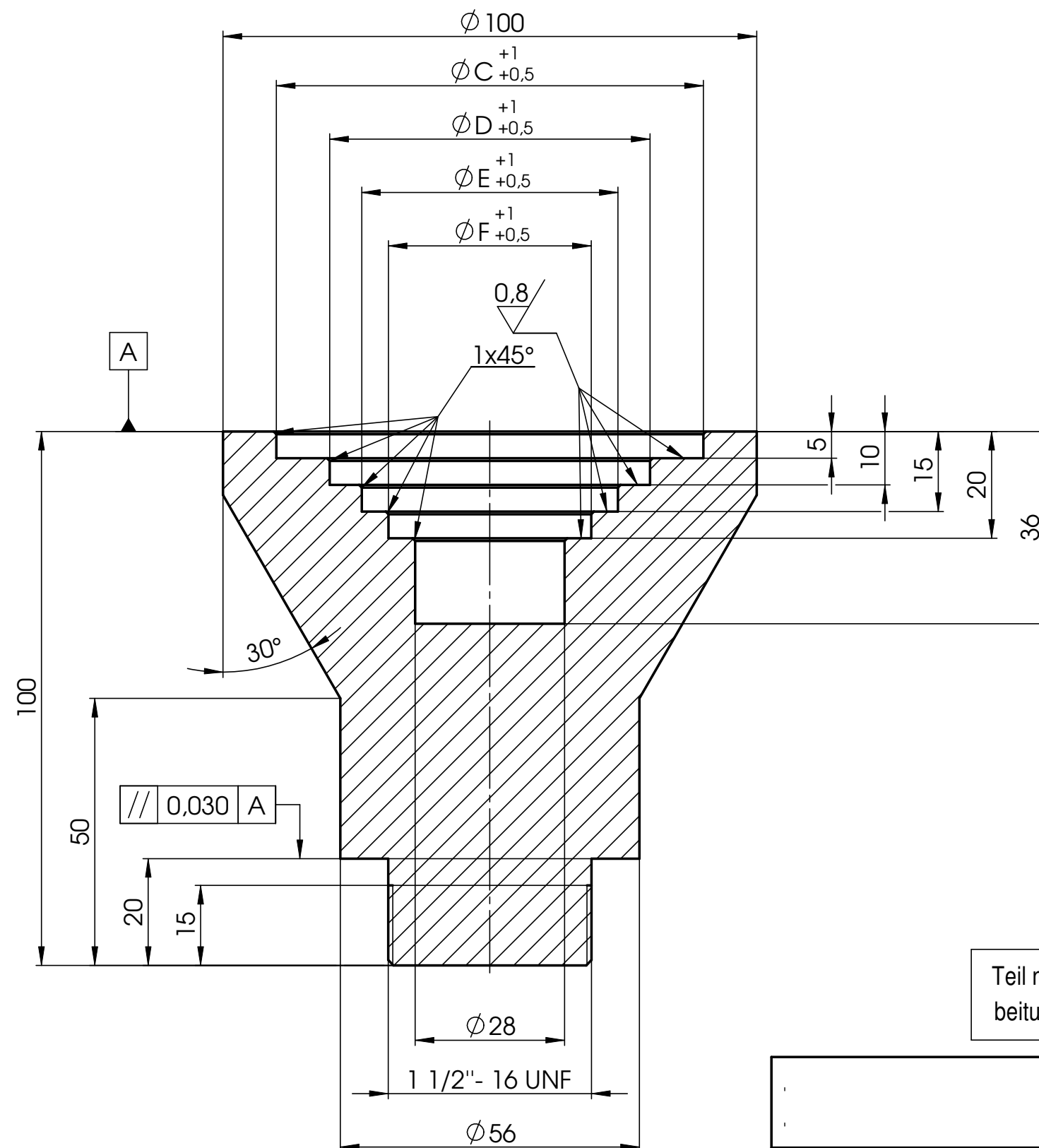
Einsatzgehärtet

HRC 58 ⁺²
h= 1 ±0,1

unbemaßte Kanten
0,5 x 45° angefast

3,2 / (✓)

				Kanten o. Maßangabe ISO 13715 Innenkanten $\swarrow +0.5$ Außenkanten $\swarrow -0.3$		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H	Oberflächenangabe ISO 1302 R_a in μm	 Darstellung nach DIN 6	
	9	,	,	Fertiggewicht	Maßstab	Werkstoff		Ursprung	
	8	,	,	2.73	1:1	16MnCr5		Modell-Nr.	
	7	,	,						
	6	,	,		Datum	Name	Benennung		
	5	,	,	Gez.	05.01.2011	Teuchert	Druckstück Ø80/Ø100x75		
	4	,	,	Geprüft	29.01.2011	Rödenbeck			
	3	,	,	Speicher	02.02.2011	j.teuchert			
	2	,	,						
	1	,	,			SPL Spindel und Präzisionslager GmbH Am Gewerbegebiet 7 D-04720 Ebersbach		Zeichnungs-Nr. 2613.0-10.00-04	Blatt 78 20 Bl.
SolidWorks Studentenzulassung Nur für akademische Zwecke				Ers. für ,				Ers. durch ,	



Nitriert

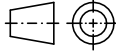

HV 880 ⁺⁵⁰
h = 0,3_{±0.1} mm

Gewinde bleiben weich

Teil nach Fertigbear-
beitung nitrieren

unbemaßte Kanten
0,5 x 45° angefast

$$\frac{3,2}{\nabla} \quad \left(\nabla \right)$$

				Kanten o. Maßangabe ISO 13715 Innenkanten $+0.5$ Außenkanten -0.3		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H		Oberflächenangabe ISO 1302 R_a in μm		 Darstellung ISO 5456	
	9			Fertiggewicht		Maßstab		Werkstoff		Ursprung	
	8			2.46		1:1		16MnCr5			
	7									Modell-Nr.	
	6				Datum	Name		Benennung			
	5			Gez.	07.01.2011	Teuchert		Zugstangenkopf-Aufnahme $\varnothing 100 \times 100$			
	4			Geprüft	29.01.2011	Rödenbeck					
	3			Speicher	02.02.2011	j.teuchert					
	2			 SPL Spindel und Präzisionslager GmbH Am Gewerbegebiet 7 D-04720 Ebersbach			Zeichnungs-Nr.				Blatt
	1						2613.0-20.00-03				79
Mikro- verfilmt	Änd- zust.	Datum	Name					Ers. für		Ers. durch	
										104 Bl.	

1

2

3

4

A

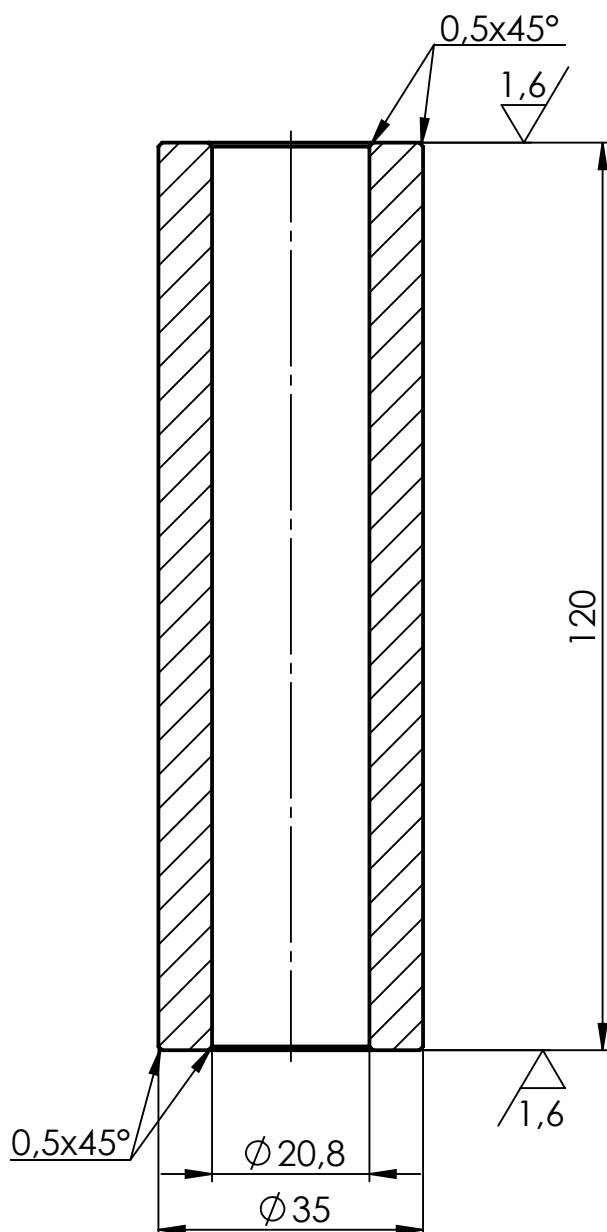
B

C

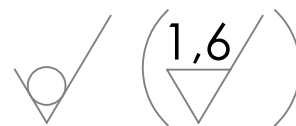
D

E

F



paarweise schleifen



Rohr EN 10220 - $\varnothing 35 \times 7,1$ (entspricht DIN 2448)

Kanten o. Maßangabe ISO 13715

Innenkanten $+0,5$
Außenkanten $-0,3$

Freimaßtoleranzen
ISO 2768-m-H

Oberflächenangabe
ISO 1302
 R_a in μm


Darstellung nach DIN 6

Fertigsgewicht

0,58

Maßstab

1:1

Werkstoff

St37-2

Ursprung

Modell-Nr.

Datum

Name

Benennung

Gez.

12.01.2011

Teuchert

Distanzhülse

Gepr.

12.01.2011

Teuchert

$\varnothing 35 \times 7,1 - 120$

Speicher

23.02.2011

j. Teuchert

Zeichnungs-Nr.

2613.0-50.00-04

Blatt

80

104

Am Gewerbegebiet 7

D-04720 Ebersbach

Ers. für

Ers. durch

SolidWorks Studenten-Edition.
Nur für akademische Zwecke.

Mikro-
verfilm

Änd.-
Zust.

Datum

Name



1

2

3

4

A

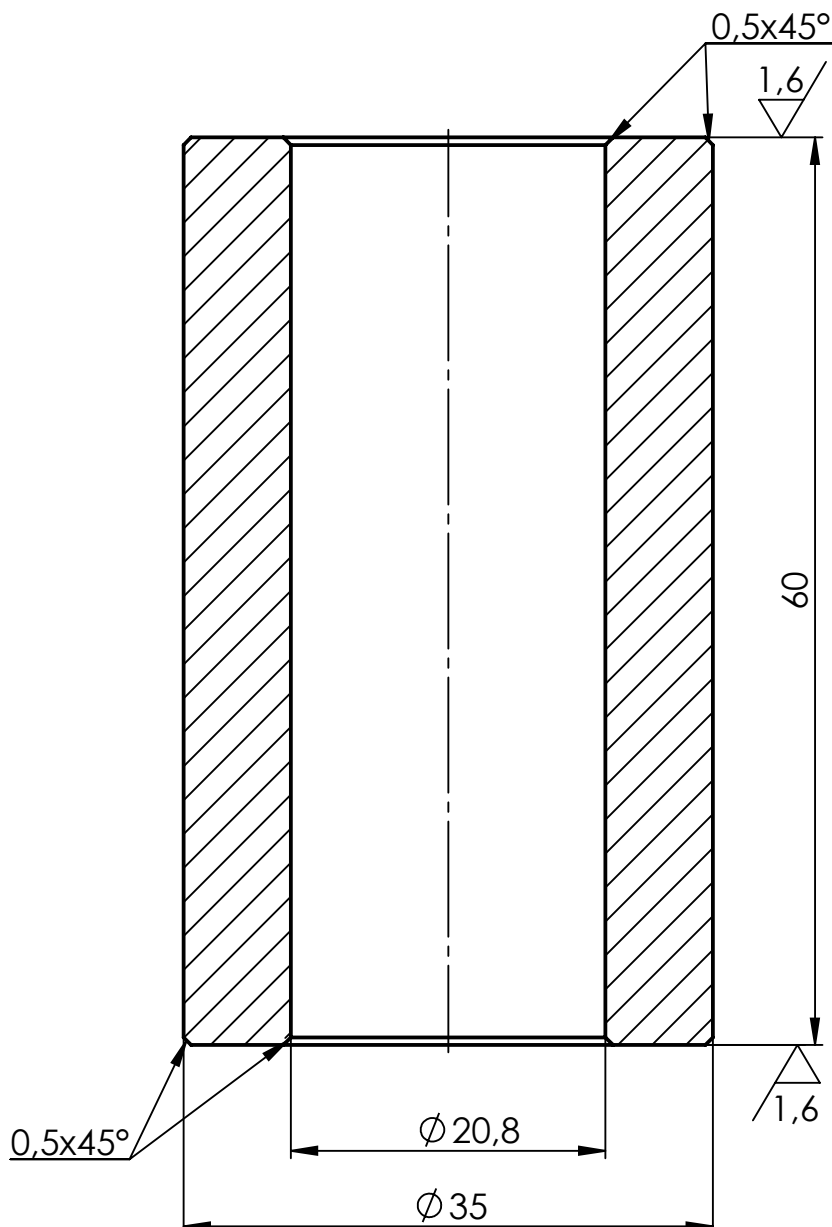
B

C

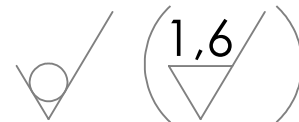
D

E

F



Rohr EN 10220 - Ø35 x 7,1 (entspricht DIN 2448)

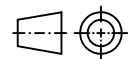


Kanten o. Maßangabe ISO 13715

Innenkanten $+0.5$
Außenkanten -0.3

Freimaßtoleranzen
ISO 2768-m-H

Oberflächenangabe
ISO 1302
 R_a in μm



Darstellung nach DIN 6

Fertiggewicht

Maßstab

Werkstoff

Ursprung

0,29

2:1

St37-2

Modell-Nr.

Datum

Name

Benennung

Gez. 12.01.2011 Teuchert

12.01.2011 Teuchert

Distanzhülse

Speicher 23.02.2011 j.teuchert

23.02.2011 j.teuchert

Ø35x7,1-60

Gez. 26.13.01.00-04

26.13.01.00-04

Zeichnungs-Nr.

Blatt

81

104

Am Gewerbegebiet 7

D-04720 Ebersbach

Ers. für ,

Ers. durch ,

Mikro-
verfilm

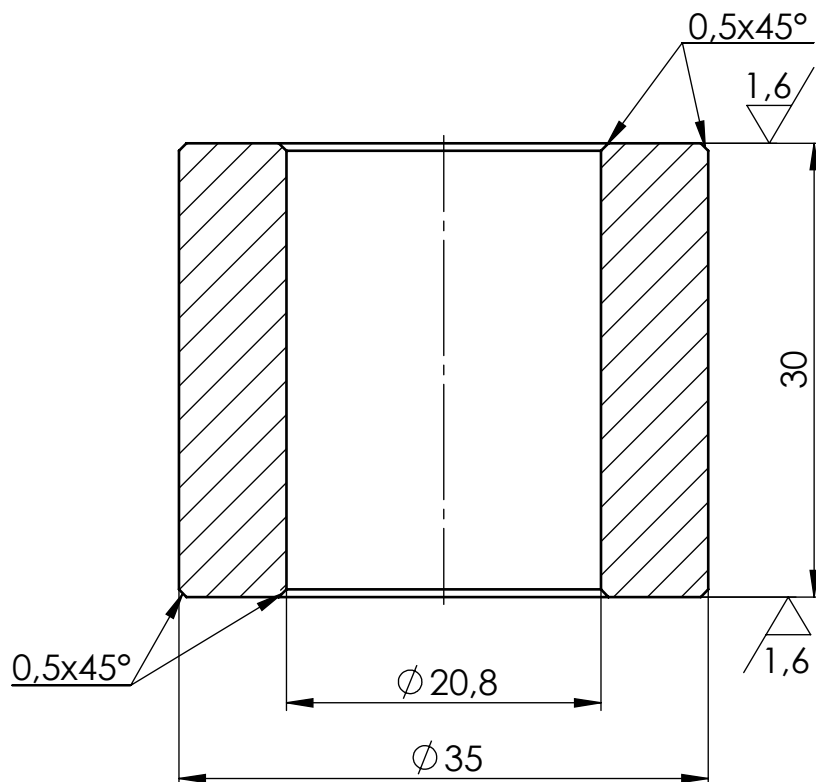
Änd.-
Zust.

Datum

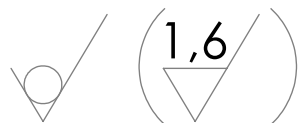
Name



SolidWorks Studenten-Edition.
Nur für akademische Zwecke.




paarweise schleifen



Rohr EN 10220 - Ø35 x 7,1 (entspricht DIN 2448)

				Kanten o. Maßangabe ISO 13715 Innenkanten $\begin{matrix} +0,5 \\ -0,3 \end{matrix}$ Außenkanten $\begin{matrix} +0,5 \\ -0,3 \end{matrix}$		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H	Oberflächenangabe ISO 1302 R_a in μm	 Darstellung nach DIN 6
	9			Fertiggewicht		Maßstab	Werkstoff	Ursprung
	8			0,15		2:1	St37-2	
	7							Modell-Nr.
	6				Datum	Name	Benennung	
	5			Gez.	12.01.2011	Teuchert	Distanzhülse	
	4			geprüft	12.01.2011	Teuchert	Ø35x7,1-30	
	3			Speicher	02.02.2011	j.teuchert		
	2			S. Seibert, U. G. H				

SolidWorks Studenten-Edition.
Nur für akademische Zwecke.



**SPL Spindel und
Präzisionslager GmbH**
Am Gewerbegebiet 7
04720 Ebersbach

† = 1

Typ: Hydraulische Montagevorrichtung

SN:

Nr.:

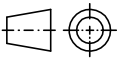

Hydraulikpumpe: Lukas ZPH 1A/1

Hydraulikzylinder: Lukas LSC 25/100

Ölmenge: 1,3 l **Fmax:** 231,9 kN **pnenn:** 700 bar

52

64

				Kanten o. Maßangabe ISO 13715		Freimaßtoleranzen ISO 2768-m-H		Oberflächenangabe ISO 1302 R _a in µm		 Darstellung nach DIN 6	
				Innenkanten $\swarrow +0.5$ Außenkanten $\searrow -0.3$							
				Fertiggewicht	Maßstab	Werkstoff		Ursprung			
				0.01	2:1	AlMgSi1		Modell-Nr.			
					Datum	Name	<div style="font-size: 1.5em; margin-bottom: 5px;">Benennung</div> <div style="font-size: 1.8em; margin-bottom: 5px;">Typenschild</div> <div style="font-size: 1.2em;">52x64x1</div>				
				Gez.	30.01.2011	Teuchert					
				Geprüft	31.01.2011	Rödenbeck					
				Speicher	02.02.2011	j.teuchert					
				 SPL Spindel und Präzisionslager GmbH Am Gewerbegebiet 7 D-04720 Ebersbach			Zeichnungs-Nr. <div style="font-size: 1.5em; margin-top: 5px;">2613.0-48.00-04</div>			Blatt <div style="font-size: 1.2em; margin-top: 5px;">83</div> <div style="font-size: 0.8em;">104 Bl.</div>	
				Ers. für ,			Ers. durch ,				

- [1] Fa. Röhm <<http://www.roehm.biz/>>, verfügbar am 29.01.2011
- [2] Fa. Ott-Jakob <<http://www.ott-jakob.de/>>, verfügbar am 29.01.2011
- [3] Fa. Ortlieb <<http://www.ortlieb.net/>>, verfügbar am 29.01.2011
- [4] Fa. Berg <<http://www.berg-spanntechnik.de/wDeutsch/>>, verfügbar am 29.01.2011
- [5] **Fa. KS-Nivellierspindeln** <<http://www.nivellierspindel.com/pages/ks4035dc.html>>, verfügbar am 29.01.2011
- [6] **Fa. Ganter Griff** <<http://www.ganter-griff.net/web/PDF/DE%5C528.pdf>>, verfügbar am 29.01.2011
- [7] **Fa. Ganter Griff** <<http://www.ganter-griff.net/web/PDF/DE%5C312b.pdf>>, verfügbar am 29.01.2011
- [8] **Fa. Fischer Befestigungssysteme** <[http://apps.fischer.de/poc/default.aspx?page=product&sprache=D&id=00000422&ekat=\\$EKAT-HK-DE&kat=\\$MART-HK-\\$MKAT-HK-\\$MPG-CHEMIE-\\$MZG-UKA3-\\$MUG-F5006](http://apps.fischer.de/poc/default.aspx?page=product&sprache=D&id=00000422&ekat=$EKAT-HK-DE&kat=$MART-HK-$MKAT-HK-$MPG-CHEMIE-$MZG-UKA3-$MUG-F5006)>, verfügbar am 29.01.2011
- [9] **Fa. Lukas Hydraulik**
<<http://www2.lukas.de/Main/Content,124,214.aspx>>,
verfügbar am 29.01.2011
- [10] **Schwarz, W.**, Nachweis der Abstreifsicherheit axial beanspruchter
Einschraubverschraubungen, Siegen, 2000.

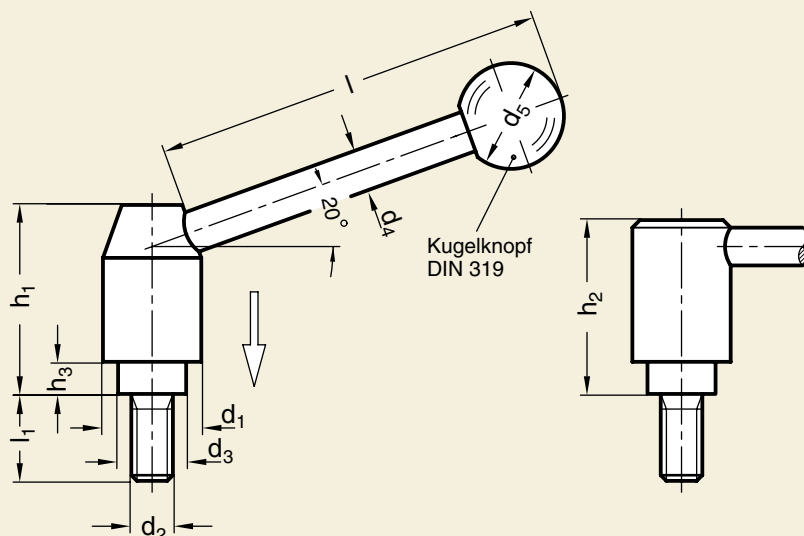
Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.2	Aufbau eines Spannsystems der Firma Röhm ^[1]	3
Abbildung 1.7.1	Anbauspanner (AS) der Firma Ott-Jakob ^[2]	7
Abbildung 1.7.2	Einbauspanner (ES) der Firma Ott-Jakob ^[2]	7
Abbildung 1.7.3	integrierter Einbauspanner (IS) der Fa. Ott-Jakob ^[2]	7
Abbildung 1.7.4	integrierter Federspanner (IF) der Fa. Ott-Jakob ^[2]	7
Abbildung 2	Demontagevorrichtung für Spannsysteme	8
Abbildung 2.1	Aufbau- und Funktionsweise	9
Abbildung 2.2.1.1	Arbeitstisch	11
Abbildung 2.2.1.2	Arbeitstisch (ältere Version)	12
Abbildung 2.2.2.1	Flansch	13
Abbildung 2.2.2.2	Flansch (ältere Version) mit konischer Bohrung	13
Abbildung 2.2.3.1	Joch	14
Abbildung 2.2.3.2	Joch (ältere Version) mit 45° Bohrung	15
Abbildung 2.2.4.1	Montageblech I	15
Abbildung 2.2.4.2	Montageblech II	15
Abbildung 2.2.5.	Distanzring	16
Abbildung 2.2.6	Druckstück	17
Abbildung 2.2.7.1	Zugstangenkopf-Aufnahme	19
Abbildung 2.2.7.2	Zugstangenkopf-Aufnahme (geschnitten, ältere Version) mit Innengewinde	20
Abbildung 2.2.8	Distanzhülsen-System	21
Abbildung 2.3.3	Sicherheits-Spannhebel	23
Abbildung 2.3.4	Bügelgriff	23
Abbildung 2.4	Hydraulikantrieb	24
Abbildung 3.1	Schraubverbindung Flanschmutter – Gewindestange	27
Abbildung 3.2	Schraubverbindung Gewindestange – Flansch	30
Abbildung 3.3	Schraubverbindung Hydraulikzylinder – Flansch	34
Abbildung 3.4	Zugbelastung Gewindestange	37
Abbildung 3.5.1	Ebenen des Bauteils Joch	38
Abbildung 3.5.2	Auflagerreaktionen	39
Abbildung 3.5.3	Schnittreaktionen	39
Abbildung 3.5.4	Biegequerschnitte	44
Abbildung 3.6.1	Ebenen des Bauteils Flansch	45
Abbildung 3.6.2	Auflagerreaktionen	46
Abbildung 3.6.3	Schnittreaktionen	46
Abbildung 3.6.4	Biegequerschnitte	51
Abbildung 3.7	Flächenpressung Flanschmutter – Joch	53
Abbildung 3.8	Beanspruchungen des Druckstückes	55
Abbildung 3.9	Beanspruchung von Druckhülse und Druckstück	58
Abbildung 3.10	Skizze Zugstangenkopf-Aufnahme – Stufensystem	62

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.7.1	Kenngößen der HSK-Spannsysteme der Firma Ott-Jakob ^[2]	6
Tabelle 1.7.2	Kenngößen der SK-Spannsysteme der Firma Ott-Jakob ^[2]	6
Tabelle 2.2.6.1	Übersicht Fertigmaße HSK Spanner Ott-Jakob ^[2]	18
Tabelle 2.2.6.2	Übersicht Fertigmaße SK Spanner Ott-Jakob ^[2]	18

5.2 Datenblätter, Ausführungen zum Nachweis der Abstreifsicherheit



Form E Hebel schräg

Form D Hebel gerade

d1	d2	l1							d3	d4	d5	h1	h2	h3
21	M 8	16	20	25	32	40	50	63	13,5	8	20	37	34,5	4,5
24	M 10	20	25	32	40	50	63	80	16	10	25	44	41	6,5
28	M 12	20	25	32	40	50	63	80	19	12	30	53	49	8,5
33	M 16	32	40	50	63	80			23	12	32	60	56	10,5

Ausführung

- Stahl
Schraube
Festigkeitsklasse 5.8
brüniert
- Kugelknopf DIN 319
Kunststoff, schwarz

Seite 76

Hinweis

Sicherheits-Spannhebel GN 312 werden eingesetzt, wenn ein versehentliches, unbedachtes Lösen oder Verstellen zu Unfällen führen kann.

Unbetätigt ist der Hebel nicht mit dem Gewindeeinsatz verbunden, d. h. der Spannhebel läßt sich leichtgängig drehen.

Erst durch Niederdrücken der Hebelnabe rasten die beiden Korbverzahnungen ein und jetzt kann gelöst oder gespannt werden.

Nach dem „Loslassen“ wird die Verbindung durch Federkraft wieder gelöst.

Verstellbare Spannhebel GN 212.3
(Normalausführung)

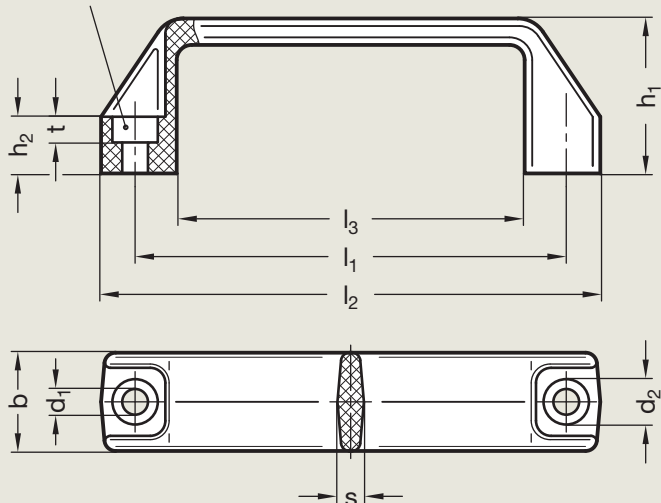
Seite 293

Bestellbeispiel

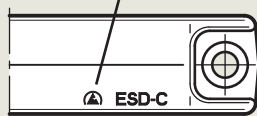
Sicherheits-Spannhebel
mit Schraube
GN 312-24-M10-32-E

Norm	d1	d2	l1
			Form

Bohrung für
Zylinderschraube DIN 912



Sortiment
erweitert!



Ausführung ESD

l ₁	d ₁	Werkstoff / Farbe			PP	SV	ESD	b	d ₂	h ₁	h ₂	l ₂	l ₃	s	t
		PA													
94-1	6,5	SW	OR	GR	SW	SW	SW	21	10,5	38	13	109	74	6	7
117±1	6,5	SW	-	-	SW	-	-	26	13,5	41	15	137	93	7	8,5
117±1	8,5	SW	OR	GR	SW	SW	SW	26	13,5	41	15	137	93	7	8,5
132±1	8,5	SW	OR	GR	SW	SW	-	27	13,5	45	16	150	108	7	8,5
179±1	8,5	SW	OR	GR	SW	SW	-	28	13,5	50	17	196	151	7,5	8,5
235±1	10,5	SW	OR	GR	SW	-	-	30	16,5	54	20	260	201	8,5	10,5

Ausführung

- **Kunststoff PA**
Thermoplast (Polyamid)
glasfaserverstärkt


temperaturbeständig bis 150° C
schwarz **SW** RAL 9005 
orange **OR** RAL 2004 
grau **GR** RAL 7031 

- **Kunststoff PP**
Thermoplast (Polypropylen)
glasfaserverstärkt

temperaturbeständig bis 100° C
schwarz **SW** RAL 9005 

- **Kunststoff SV** 
Thermoplast, selbstverlöschend
glasfaserverstärkt

temperaturbeständig bis 150° C
schwarz **SW** RAL 9005 

- **Kunststoff ESD** 
Thermoplast (Polyamid PA)
antistatisch

temperaturbeständig bis 150° C
schwarz **SW** RAL 9005 

Hinweis

Bügelgriffe GN 528 werden von der Bedienungs-
seite mit Zylinderschrauben befestigt.

Bügelgriffe in der Ausführung PP (Polypropylen)
haben zwar etwas ungünstigere mechanische
und thermische Eigenschaften, sie sind jedoch
preiswerter und genügen in vielen Fällen den An-
forderungen.

Bügelgriffe in der Ausführung SV sind aus einem
Kunststoff, der gemäß UL 94 V-0 als selbstverlö-
schend eingestuft ist. Die Einstufung nach UL 94
V-0 (Underwriters Laboratories) bezeichnet das
Brennverhalten eines Kunststoffes. Danach wird
ein Kunststoffprüfkörper mit bestimmter Form
und Abmessung in vertikaler Position in Brand
gesteckt, wobei die Flamme bei der Einstufung
V-0 innerhalb von 10 sec. verlöschen muß, ohne
daß brennende Tropfen entstehen.

Bügelgriffe in der Ausführung ESD sind aus einem
leitfähigen Kunststoff, der eine elektrostatische
Aufladung verhindert. Der Aufdruck ESD-C auf
der Griffoberfläche definiert die besonderen an-
tistatischen Eigenschaften gemäß EN 100015/1
und ICE 61340-5-1.

Bestellbeispiel

ELESA-Bügelgriff
GN 528-PA-117-6,5-SW

Norm	Werkstoff	l ₁	d ₁	Farbe

ELESA original design
code:
M.443-CH/M.443N-CH
M.443 AE-V0/M.443-ESD



Institut für Konstruktion

Universität - GH Siegen • Postfach 101240 • D - 57068 Siegen

Universität  Siegen

Fachbereich 11 Maschinentechnik
Konstruktions- und Fördertechnik
Univ.- Prof. Dr. - Ing W. Schwarz

Telefon: Durchwahl /0271-740-4625

Sekretariat /0271-740-4616

Telefax: Sekretariat /0271-740-2568

e-mail:

iksft@ik.maschinenbau.uni-siegen.de

Siegen, den 11.08.2000

Nachweis der Abstreifsicherheit axial beanspruchter Einschraubverbindungen

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Allgemeines	2
2 Abstreifsicherheit	2
3 Scherspannungsfaktor	4
4 Geometrische Herleitungen	6
5 Einschraubtiefe	8
6 Sicherheitsnachweis für die Gewindegänge	9
7 Berücksichtigung der Toleranzen	10
8 Abstreifversuche	10
9 Schrifttumsverzeichnis	11

Nachweis der Abstreifsicherheit axial beanspruchter Einschraubverbindungen

1 Allgemeines

Für die Bestimmungsgrößen der verschiedenen Gewindearten, wie Spitz-, Trapez-, Rund- und Sägewinde, wird DIN 2244 herangezogen. Damit gilt mit Ausnahme des Sägewindes nach DIN 513 T. 1 ... 3 für alle anderen Gewindearten, daß die Höhen der Grunddreiecke H nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$H = \frac{1}{2} \cdot P \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\alpha}{2} \right), \quad (1)$$

mit P = Steigung (Ganghöhe)

und α = Flankenwinkel.

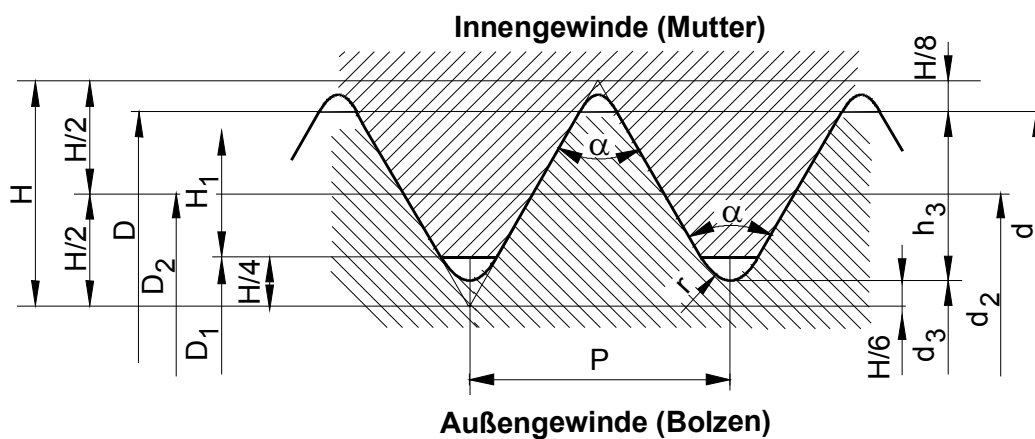


Bild 1: Nullprofil eines Spitzgewindes

2 Abstreifsicherheit

Im Zuge der Konstruktion von Einschraubverbindungen, wie für Gewindelast- und Zurrblöcke, Ringschrauben, Kugeldrehverbindungen o. ä. sind neben den Bauteilmessungen auch Festigkeitsnachweise zu erbringen, um sicherzustellen, daß die Schraubverbindung haltbar ist. Über die Berechnung solcher Schraubverbindungen mit metrischen ISO-Gewinden nach DIN 13/14 existieren diverse Beiträge im Schrifttum.

Die Berechnung soll so angelegt sein, daß eine hinreichende Einschraubtiefe zu ermitteln ist, wobei im allgemeinen davon ausgegangen wird, daß die Werkstofffestigkeit des Körpers mit dem Muttergewinde (Mutter) gleich der der Schraube (Bolzen) ist. Bei unterschiedlichen Werkstofffestigkeiten von Mutter- und Bolzen wird auch bei dem bisher anerkannten Berechnungsverfahren nach der VDI-Richtlinie 2230/1/ angenommen, daß die Gewindegänge je nach Werkstoffpaarung entweder am Grund des Muttergewindes bei d oder des Bolzengewindes bei D_1 abfeststreift werden /2/.

Anhand vieler Versuche mit unterschiedlichen Werkstoffpaarungen /3, 4, 5/ wurde jedoch festgestellt, daß die vorstehenden Annahmen im allgemeinen nicht zutreffend sind, sondern daß Bolzen- und Muttergewinde gleichzeitig versagen können. Dabei ergibt sich ein glatter Abscherzylinder mit der Länge der Einschraubtiefe m und dem Abstreifdurchmesser d_τ . Letzterer liegt im allgemeinen zwischen den vorgenannten Durchmessern d und D_1 , also $D_1 \leq d_\tau \leq d$.

Die Abweichung des Abstreifdurchmessers vom theoretischen Flankendurchmesser des Gewindes D_2 bzw. d_2 hängt von der Werkstoffpaarung ab. Die nach der Richtlinie VDI 2230 /1/ berechneten Einschraubtiefen können dagegen zu größeren Ungenauigkeiten und Risiken führen /3/.

Bei Festigkeitsnachweisen für Anwendungen mit hohem Gefahrenpotential sind definierte Sicherheitsnachweise zu führen, hierzu wird die statische Sicherheit v als das Verhältnis der Abscherfestigkeit τ_m zur vorhandenen Abscherbeanspruchung am Abscherzylinder τ definiert:

$$v = \frac{\tau_m}{\tau} \quad (2)$$

Obwohl sich der Durchmesser des Abscherzylinders im allgemeinen so einstellt, daß das Versagen von Mutter- und Bolzengewinde gleichzeitig erfolgt, wird der Sicherheitsnachweis für jedes der beiden Teile gefordert. Ferner ist der Nachweis der statischen Bruchsicherheit des Bolzens erforderlich.

Vorausgesetzt, daß das Gewinde beim Einschrauben nicht überbeansprucht wird und die Belastungsrichtung nur in axialer Richtung auf Zug erfolgt, liegt reine Abscherbeanspruchung vor (Bild 2).

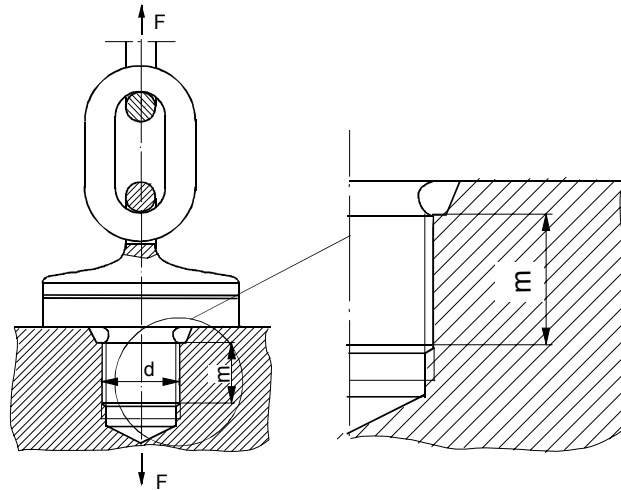


Bild 2: Wälzgelagerter Wirbelblock mit Einschraubverbindung

Die Abscherfestigkeit τ_m läßt sich für gängige Stähle nach der Hypothese der Gestaltsänderung nach von Mises aus der Zugfestigkeit R_m berechnen:

$$\tau_m \approx \frac{R_m}{\sqrt{3}} \quad (2a)$$

Dieser Zusammenhang wird hier in allgemeiner Form formuliert, indem ein Scherspannungsfaktor β eingeführt wird, der gewindespezifische Einflüsse auf den Abschervorgang enthält und formal für alle interessierende Werkstoffe gilt:

$$\tau_m = \beta \cdot R_m \quad (3)$$

Diese Darstellung gilt für Muttern (Index M) und für Bolzen (Index B) gleichermaßen, also

$$\tau_{mM} = \beta_M \cdot R_{mM} \quad (3a)$$

und
$$\tau_{mB} = \beta_B \cdot R_{mB} . \quad (3b)$$

3 Scherspannungsfaktor

In mehr als 100 Versuchen mit unterschiedlichsten Werkstoffen für Bolzen und Muttern wurde nachgewiesen, daß die Gestaltsänderungshypothese nur bei bestimmten Werkstoffen (ferritisch und martensitische Stähle) in guter Näherung zutrifft /3/.

Für alle genannten Versuche wurden serienmäßig hergestellte Schraubenbolzen M 20 bzw. M 16, jeweils aus derselben Vergütungscharge, mit einem Abmaß von 6 g eingesetzt, und die Muttern wurden aus den verschiedenen Werkstoffen mit einem Abmaß von 7 H gefertigt. Mit Ausnahme des austenitischen Bolzens waren alle Bolzengewinde gerollt. Sofern der Scherspannungsfaktor aus Versuchsergebnissen abgeleitet wird, enthält er neben den Werkstoffeigenschaften, etwaige Biegespannungseinflüsse sowie das Spiel aus den Toleranzen, Kerbeinflüsse, und Stützwirkung im Gewindeteil. Im folgenden werden die theoretischen Grundlagen für die Ermittlung der Scherspannungsfaktoren aus Versuchsergebnissen hergeleitet. Vorausgesetzt wird hierfür, daß die tatsächlichen Bruchfestigkeiten der Proben bekannt sind.

Gemessen wird die Bruchlast F_m der Schraubenverbindung, bei der das Gewinde abgestreift wird. Der gesamte Abstreifzylinder hat die Gesamtabscherfläche $A_{\tau\text{ges}}$:

$$A_{\tau\text{ges}} = m \cdot d_\tau \cdot \pi, \quad (4)$$

wobei m die gesamte wirksame Einschraubtiefe bedeutet. Ebenso wird der Abstreifdurchmesser d_τ gemessen. Im allgemeinen besteht die Abscher-/Abstreiffläche aus Mutter- und Bolzenanteilen, die nur gleichzeitig abscheren können. Wegen des actio/reactio-Prinzips ist die Versagenskraft F_m für die Bolzengewindeanteile α_B und Muttergewindeanteile α_M gleich groß. Für die Abscherflächenanteile gilt:

$$A_{\tau M} = \alpha_M \cdot m \cdot d_\tau \cdot \pi \quad (\text{Mutter}) \quad (4a)$$

$$A_{\tau B} = \alpha_B \cdot m \cdot d_\tau \cdot \pi \quad (\text{Bolzen}) \quad (4b)$$

Mit der Abscherspannung beim Versagen für das Muttergewinde:

$$\tau_{mM} = \frac{F_m}{\alpha_M \cdot m \cdot d_\tau \cdot \pi} = \beta_M \cdot R_m \quad (5)$$

läßt sich der Scherspannungsfaktor für die Mutter berechnen:

$$\beta_M = \frac{F_m}{R_{mM} \cdot \alpha_M \cdot m \cdot d_\tau \cdot \pi} \quad (5a)$$

Analog hierzu gilt für den Bolzen

$$\beta_B = \frac{F_m}{R_{mB} \cdot \alpha_B \cdot m \cdot d_\tau \cdot \pi} \quad (5b)$$

Die Anteile α_M und α_B werden im folgenden hergeleitet.

4 Geometrische Herleitungen

Die Abscherfläche besteht aus parallel-gewendelten Streifen abgescherter Mutter- und Bolzengewindgänge. Der Abstreifzylinder $A_{\tau\text{ges}}$ mit dem Abstreifdurchmesser d_τ und der Abstreiflänge m enthält die beiden Abscherflächen von Bolzen und Mutter.

$$A_{\tau\text{ges}} = A_{\tau B} + A_{\tau M} \quad (6)$$

Die Anteile der Abscherflächen eines Gewindenganges hängen vom Abstreifradius r_τ ab. Mit h_M für das Muttergewinde und h_B für den Bolzen gilt gemäß Bild 3:

$$P = h_B + h_M \quad (7)$$

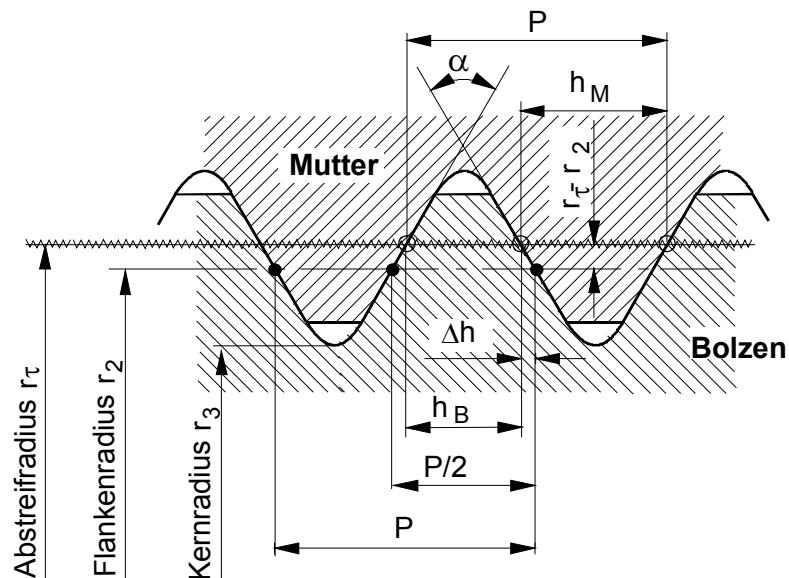


Bild 3: Breiten h der Abscherflächen

Die Teilhöhen h_M und h_B auf einen Gang des Abscherzylinders lassen sich anhand von Bild 3 berechnen:

$$h_B = \frac{P}{2} - 2 \cdot \Delta h_\tau \quad (8a)$$

und
$$h_M = \frac{P}{2} + 2 \cdot \Delta h_\tau, \quad (8b)$$

mit
$$\Delta h_\tau = (r_\tau - r_2) \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (9)$$

worin r_2 = Flankenradius des Gewindes bedeutet.

Das Verhältnisse von Teilhöhe zur Steigung ist gleich dem Scherflächenanteilsfaktor α ,

also

$$\alpha_B = \frac{h_B}{P} \quad (\text{Bolzen}) \quad (10a)$$

und
$$\alpha_M = \frac{h_M}{P} \quad (\text{Mutter}) \quad (10b)$$

Der Anteil für das Bolzengewinde ergibt sich nach Bild 3, mit Gl. (8a) zu:

$$\alpha_B = \frac{1}{2} - (d_\tau - d_2) \cdot \frac{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{P}, \quad (11a)$$

und für das Muttergewinde ergibt sich nach Gl. (7)

$$\alpha_M = \frac{1}{2} + (d_\tau - d_2) \cdot \frac{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{P}. \quad (11b)$$

Die Abscherflächen-Anteilsfaktoren ergänzen einander zum Wert 1,0. Daher gilt:

$$\alpha_B = 1 - \alpha_M = \frac{A_{\tau B}}{A_{\tau \text{ges}}} \quad \text{für den Bolzen} \quad (12a)$$

und
$$\alpha_M = 1 - \alpha_B = \frac{A_{\tau B}}{A_{\tau \text{ges}}} \text{ für die Mutter.} \quad (12b)$$

Anhand dieser Anteilsfaktoren können die Abscherflächen von Bolzen und Mutter angegeben werden:

$$A_{\tau B} = A_{\tau \text{ges}} \cdot \alpha_B \quad (13a)$$

und
$$A_{\tau M} = A_{\tau \text{ges}} \cdot \alpha_M \quad (13a)$$

Weil Bolzen- und Muttergewinde immer gleichzeitig, also bei gleicher Belastung, versagen, gilt:

$$F_m = A_{\tau \text{ges}} \cdot \alpha_B \cdot \tau_{mB} = A_{\tau \text{ges}} \cdot \alpha_M \cdot \tau_{mM} = A_{\tau \text{ges}} \cdot (1 - \alpha_B) \cdot \tau_{mM} \quad (14)$$

Die Auflösung nach α_B ergibt folgende Form, die nur noch von den Scherfestigkeiten der Werkstoffe beider Teile abhängt.

$$\alpha_B = \frac{\tau_{mM}}{\tau_{mM} + \tau_{mB}} ; \quad (15a)$$

$$\alpha_M = \frac{\tau_{mB}}{\tau_{mM} + \tau_{mB}} . \quad (15b)$$

Nach Gleichsetzung von Gl. (15a) und (11a) ergibt sich der gemeinsame Abstreifdurchmesser zu:

$$d_\tau = d_2 + \left\{ 0,5 - \frac{\tau_{mM}}{\tau_{mM} + \tau_{mB}} \right\} \cdot \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (16)$$

Bei hinreichender Einschraubtiefe m läßt sich hiermit der Abstreifdurchmesser berechnen.

5 Einschraubtiefe

Für den Nachweis, daß das Gewinde mindestens genauso haltbar ist wie der Bolzen, wird die Mindesteinschraubtiefe des Gewindes so festgelegt, daß die Kraft beim Ab-

streifen des Gewindes der Bruchlast F_{mS} des Bolzens entspricht. Letztere beträgt unter Berücksichtigung des Spannungsquerschnitts A_S :

$$F_{mS} = R_{mB} \cdot A_S, \quad (17a)$$

mit
$$A_S = \frac{1}{2}(d_2 + d_3)^2 \cdot \frac{\pi}{4}. \quad (17b)$$

Nach Gleichsetzen der Bolzenbruchkraft mit der Abstreifkraft des Gewindes nach Gl. (14) beispielsweise für das Bolzengewinde, lässt sich die Mindesteinschraubtiefe berechnen:

$$m_{\min} \geq \frac{R_{mB} \cdot A_S}{\pi \cdot d_\tau \cdot \alpha_B \cdot \tau_{mB}} \quad (18)$$

Mit τ_{mB} nach Gl. (3b) und α_B nach Gl. (11a), sowie d_τ nach Gl. (16) geht Gl. (18) schließlich in nachstehende Schreibweise über:

$$m_{\min} = \frac{1}{\pi \cdot \beta_B} \cdot \frac{\tau_{mM} + \tau_{mB}}{\tau_{mM}} \cdot \frac{A_S}{d_2 + \left\{ 0,5 - \frac{\tau_{mM}}{\tau_{mM} + \tau_{mB}} \right\} \cdot \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}} \quad (19a)$$

oder
$$m_{\min} = \frac{1}{\pi \cdot \beta_B} \cdot \frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{A_S}{d_\tau}. \quad (19b)$$

6 Sicherheitsnachweis für die Gewindegänge

Die Ist-Werte der Scherspannungen im Bolzengewinde ergeben sich nach der Definition der Abscherspannung mit der Belastung F der Verbindung zu:

$$\tau_B = \frac{F}{A_{\tau_{ges}} \cdot \alpha_B} \quad (20a)$$

Die Scherspannung im Muttergewinde ist analog formuliert:

$$\tau_M = \frac{F}{A_{\tau_{\text{ges}}} \cdot \alpha_M} \quad (20b)$$

Die Sicherheitsnachweise werden sowohl für das Bolzen- als auch für das Muttergewinde geführt:

$$v_B = \frac{\tau_{mB}}{\tau_B} = \frac{\beta_B \cdot R_{mB}}{\tau_B} \geq v_{\text{erf}} \quad \text{für das Bolzengewinde} \quad (21a)$$

$$v_M = \frac{\tau_{mM}}{\tau_M} = \frac{\beta_M \cdot R_{mM}}{\tau_M} \geq v_{\text{erf}} \quad \text{für das Muttergewinde} \quad (21b)$$

7 Berücksichtigung der Toleranzen

Sofern die Gewinde nicht in den üblichen Toleranzen 7 H/ 6 g gefertigt werden, ist zu beachten, daß die Einschraubtiefe um den Betrag vergrößert wird, der sich aus den Toleranzmaßen ergibt. Erfahrungsgemäß sind die Abweichungen bei kleinerem Gewindedurchmesser gering, so daß eine rechnerische Vergrößerung der Einschraublänge um ca. 5 % genügt. Bei einem exakten rechnerischen Nachweis sind jedoch die entsprechenden Toleranztabellen der Normen zu berücksichtigen.

8 Abstreifversuche

Umfangreiche Abstreifversuche wurden, von Dipl.-Ing. Dose /3, 4, 5/ in Zusammenarbeit mit der Qualitätsstelle der Firma Schraubenwerke Fuchs, GmbH, Siegen, durchgeführt. Untersucht wurden Verbindungen mit Schraubenbolzen und Muttern unterschiedlichster Materialpaarungen mit Schrauben mit Gewinde M20 und M16 in den verschiedenen Festigkeitsklassen und in austenitischen Qualitäten. Die realen Zugfestigkeiten aller Proben sind durch begleitende Zugversuche bzw. durch 3.1B Zeugnisse nachgewiesen worden. Die Prüfkraft wurde bis zum Versagen der Verbindungen gesteigert. Gemessen wurden Bruchkraft, Einschraubtiefe und Abstreifdurchmesser. Anhand der oben hergeleiteten Gleichungen lassen sich die Scherspannungsfaktoren

und die Abstreifdurchmesser berechnen und den gemessenen Werten gegenüberstellen. Hierauf wird unter Hinweis auf das zitierte Schrifttum verzichtet, obwohl die von Dipl.-Ing. Dose berechneten Werte, wegen der teilweise benutzten Näherung nach Gl. (2a), geringe Ungenauigkeiten enthalten. Unbeschadet dessen ist das hier dargestellte Berechnungsverfahren in allen Schritten seiner Herleitung nachvollziehbar und lässt sich anhand wissenschaftlich angelegter und fachmännisch durchgeführter Versuche verifizieren.

9 **Schrifttumsverzeichnis**

- /1/ VDI 2230, Blatt 1, Fassung Juli 1986, Korregierter Neudruck 1990
 „Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen“

- /2/ Alexander, A. E.
 „Analysis and design of threaded assemblies“,
 Int. Automotive Engng. Congress and Exposition, Detroit, 1977,
 Rep. Nr. 770420

- /3/ Dose, G. F.; Pittner, K.-J.
 „Neuartige Berechnung von Schrauben unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte“, Konstruktion 48, (1996), Heft 6, Seite 183 - 188, Springer Verlag, Berlin

- /4/ Dose, G. F.
 „Ermittlung der Scherspannungsfaktoren für die neuartige Schraubenberechnung“, Konstruktion 49, (1997), Heft 1/2, Seite 28 - 32, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf

- /5/ Dose, G. F.
 „Anwendung eines Schraubenberechnungsverfahrens für weitere Gewindearten“, Konstruktion 50, (1998), Heft 7/8, Seite 71 - 75, Springer-VDI-Verlag GmbH & Co KG, Düsseldorf

10 Anlagen

Abstreifversuche					Berechnungen						
Werkstoff- paarung B / M	R_m in N/mm^2 B / M	Ist-m in mm	F_{τ_m} in kN	d_{τ} in mm	Werkst.-Paar. τ_{aB} / τ_{aM} in N/mm^2 B / M	α_B	$m =$ Ist-m	d_{τ} in mm, für $p=2,5$, $\alpha=60^\circ$ $d_2 = 18,376$	A_{τ} mm^2	$F_{\tau_{mB}} = A_{\tau} \cdot \alpha_B \cdot \tau_{mB}$ in kN	$F_{\tau_{mM}} = A_{\tau} \cdot \alpha_M \cdot \tau_{mM}$ in kN
8.8/St37-2	960/403	18	180	19,5	554,3/232,7	0,296	18	19,26	1089	178,7	178,4
8.8/St37-2	960/403	20	227	19,6	554,3/232,7	0,296	20	19,26	1210	198,6	198,2
5.6/C35	510/606	10	93	17,7	294,5/349,9	0,543	10	18,19	571,5	91,4	91,4
5.6/C35	510/606	12	109	17,7	294,5/349,9	0,543	12	18,19	685,7	109,6	109,6
5.6/C35	510/606	14	127	17,7	294,5/349,9	0,543	14	18,19	800	127,9	127,9
8.8/C35	960/606	15	205	19,2	554,3/349,9	0,387	15	18,87	889	190,7	190,7
8.8/C35	960/606	16	227	19,2	554,3/349,9	0,387	16	18,87	948,5	203,4	203,4
8.8/St37-2	510/403	12	105	18,4	294,5/232,7	0,441	12	18,63	702,3	91,2	91,4
8.8/St37-2	510/403	14	120	18,5	294,5/232,7	0,441	14	18,63	819,4	106,4	106,6
						Gl. (15a)		Gl. (16)	Gl. (4)	Gl. (14)	Gl. (14)

Tabelle 1: Gegenüberstellung experimenteller und rechnerisch ermittelter Maximalbelastungen